

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

15.10.86.
Гусев

В. Н. ВЕЛЛЕР

Регулирование и защита паровых турбин

ББК 31.363
В 27
УДК 621.165—53

Рецензент А. Е. Булкин

Веллер В. Н.

В 27 Регулирование и защита паровых турбин. М.:
Энергоатомиздат, 1985. — 104 с., ил.
45 к. 6000 экз.

Рассмотрены физические основы работы систем регулирования и защиты паровых турбин. Описаны принцип работы и устройство различных элементов систем регулирования. Дано понятие о характеристиках системы регулирования и их зависимости от характеристик отдельных элементов. Большое внимание уделено эксплуатационной проверке работы систем регулирования и защиты.

Для среднего технического персонала тепловых электростанций. Может быть использована также учащимися энергетических техникумов в качестве пособия.

В 2303020100-247
051(01)-85 165-85

ББК 31.363
6П2.23

Предисловие

Развитие энергетики идет по пути увеличения единичных мощностей генерирующих агрегатов и создания крупнейших энергетических систем, объединяющих большое число электростанций, удаленных друг от друга на значительные расстояния.

Резко усложнилось управление такими комплексами и возросли убытки, приносимые внеплановыми остановками крупных блоков, даже без повреждения оборудования. Повышение надежности энергоснабжения в таких условиях невозможно без развития автоматизации управления как отдельными блоками, так и энергетическими системами.

От обслуживающего персонала электростанций на всех этапах требуется безусловное понимание происходящих процессов, иначе вмешательство в действия автоматических устройств в аварийных ситуациях может привести не к ликвидации аварии, а к ее развитию и повреждению оборудования.

В предлагаемой книге, рассчитанной на среднетехнический персонал электростанций, сделана попытка описать основные принципы создания систем регулирования в целом и их отдельных элементов. Излагаются и основные положения, принятые при конструировании узлов, что позволит эксплуатационному и ремонтному персоналу определять причины возможных неполадок.

Материал изложен по возможности без использования высшей математики, в то же время объясняются все выводы по сути предмета. Это позволяет читателям не просто запоминать выводы, но и разбираться в причинах принятых положений.

Автор приносит глубокую благодарность А. Е. Булкину за рецензирование и редактирование книги.

Автор

Сокращения, используемые в тексте

БРФ — блок релейной форсировки, отключающий турбину при отключении генератора от сети

КПД — коэффициент полезного действия

ЛЭП — линия электропередачи

МУТ — механизм управления турбиной

ОМТИ — огнестойкое масло теплотехнического института

ПТЭ — правила технической эксплуатации

САР — система регулирования угловой скорости турбин

ЧВД — часть высокого давления турбины

ЧНД — часть низкого давления турбины

ЭГП — электрогидравлический преобразователь

ЭМП — электромеханический преобразователь

В современных условиях энергетическая база промышленности, сельского хозяйства и быта представляет собой объединение крупных энергосистем, состоящих из большого числа электростанций со многими агрегатами, единичная мощность которых также значительно возросла. Повреждение источника энергии большой мощности приводит к значительным потерям, связанным как с восстановительным ремонтом оборудования, так и с потерями, которые несет потребитель из-за отсутствия достаточного резерва. Такие условия определяют повышенные требования к качеству управления сложными системами, ставят задачу всемерного увеличения надежности систем управления.

Все энергетические объекты, вырабатывающие и потребляющие электрическую энергию, работают на переменном токе, частота которого одинакова во всей объединенной системе. Всякие возмущения — подключения потребителя или остановка генерирующего агрегата — обязательно вызывают соответствующие изменения частоты тока в системе, что дает точную количественную оценку происшедшего нарушения баланса потребления и производства энергии. Поддержание частоты тока на постоянном уровне предопределяет стабильность работы потребляющих энергию объектов. Отсюда главная задача автоматических устройств — поддержание частоты тока в энергосистеме на заданном уровне.

Во многих случаях электрические станции обеспечивают комбинированную выработку электрической и тепловой энергии, когда пар из турбины используется для технологических нужд или идет на теплофикацию. И в этом случае стабильность параметров отпускаемого пара можно обеспечить только использованием автоматических устройств, задача которых —

поддерживать давление пара в отборе на заданном уровне.

В любой системе регулирования имеется устройство, позволяющее оперативному персоналу вручную или дистанционно, а также автоматически по специальной программе изменять заданный уровень регулируемого параметра. Такое устройство называется *механизмом управления*, или *здатчиком*.

В электрической системе, работающей на переменном токе, частота тока одинакова во всех ее пунктах. Это определяется синхронизирующими моментами генераторов, работающих на общую сеть. Частота тока однозначно связана с потребляемой и производимой мощностями. Поэтому работу отдельного агрегата следует рассматривать во взаимосвязи с условиями работы других агрегатов и объектов потребителя.

В настоящее время значительно расширились объем и функции автоматизации. Возникла необходимость введения системной автоматики, предупреждающей развитие аварий в энергетической системе при коротких замыканиях в высоковольтных линиях электропередачи (ВЛ), выходе из строя мощной ВЛ, остановке мощного блока и др., когда происходят резкие возмущения частоты тока. Действия противоаварийной автоматики должны предупредить аварию энергосистемы. Это достигается специальным воздействием на системы регулирования отдельных паротурбинных агрегатов, которые должны удовлетворять требованиям системной автоматики. Особенно важны надежность и точность отработки команд от системной автоматики в аварийных ситуациях.

В настоящей книге рассматриваются способы решения поставленных задач и принципы эксплуатации систем автоматического регулирования турбин (САР) на электростанциях.

Регулирование частоты переменного тока электрической сети

1.1. Зависимость частоты переменного тока от изменения нагрузки

В энергетической системе большой мощности все турбогенераторы, питающие сеть, связаны с потребителями электрической энергии. В установившемся режиме эту связь можно выразить соотношением:

$$N_c = \sum N_g \approx \sum N_k, \quad (1.1)$$

где N_c — суммарная мощность турбоагрегатов, питающих сеть; N_g — мощность, передаваемая в сеть отдельным турбоагрегатом; N_k — мощность, потребляемая отдельным промышленным агрегатом.

Всякое изменение нагрузки нарушает баланс мощностей. Предположим, что уменьшилась потребляемая мощность $\sum N_k$. Избыточная мощность $N_c - \sum N_k$ вызовет разгон всех подключенных к сети агрегатов — как вырабатывающих, так и потребляющих электрическую энергию.

Разгон ротора любого агрегата системы можно определить на основании закона, аналогичного закону Ньютона для поступательного движения тела, который для вращательного движения можно записать в виде

$$M = I\varepsilon, \quad (1.2)$$

где M — момент силы относительно оси вращения; I — момент инерции массы относительно той же оси вращения; ε — угловое ускорение.

Если в турбоагрегате нарушилось равновесие моментов движущих сил, действующих в турбине, и моментов противодействующих сил, т. е. нарушился баланс мощностей, то разгон или торможение всей системы будет

происходить под действием разности моментов

$$\Delta M = \sum M_i - \sum M_t - \sum M_k = I_c \varepsilon, \quad (1.3)$$

где M_i — момент сил, действующих на лопатки турбины; M_t — момент внутренних сил сопротивления в турбоагрегате; M_k — момент сопротивления, определяемый нагрузкой генератора; I_c — суммарный момент инерции всех вращающихся частей как в турбоагрегате так и в машинах потребителя.

Таким образом, при нарушении баланса мощностей появляется ускорение ε , определяющее соответствующее изменение угловой скорости энергетической системы:

$$\Delta M \Delta t = I_c \varepsilon \Delta t = I_c \Delta \omega, \quad (1.4)$$

где Δt — время действия неизменно разности моментов ΔM .

Итак, изменение частоты тока в сети (или, что то же, изменение угловых скоростей всех объединенных сеть агрегатов) определяется нарушением баланса генерируемых и потребляемых мощностей. Для восстановления равновесия необходимо воздействовать на агрегаты, вырабатывающие электрическую энергию, т. е. на величину $\sum M_i$.

Когда потребляемая мощность больше вырабатываемой, частота переменного тока в сети уменьшается (отрицательное значение $\Delta \omega$). Скорости движения промышленных машин уменьшается, что и вызывает снижение потребления энергии, но при этом уменьшается и выпуск продукции.

Отметим, что на холостом ходу турбины, когда генератор отключен от сети, изменяя пропуск пара в турбину воздействием на байпас главной паро-

вой задвижки, можно значительно изменить частоту вращения ротора даже при относительно малом изменении пропуска пара. Когда генератор подключается к сети, при том же воздействии на главную паровую задвижку частота вращения ротора остается практически неизменной, а изменяется нагрузка агрегата.

Мощность агрегата, равная

$$N_i = M_i \omega, \quad (1.5)$$

может изменяться вследствие изменения момента движущих сил M_i или круговой частоты вращения ротора турбины. При включении генератора в сеть увеличение мощности турбины также вызывает изменение угловой скорости ω , но во всей системе.

Приращение мощности агрегата выражается формулой

$$\Delta N_i = \Delta (M_i \omega) = \omega \Delta M_i + M_i \Delta \omega. \quad (1.6)$$

Если турбина несет вполне определенную нагрузку, то $\Delta M_i = 0$ и $\Delta N_i = M_i \Delta \omega$, т. е. все изменение мощности идет только на приращение круговой частоты $\Delta \omega$. Если же турбина подключена к сети большой мощности, в которой изменение ω при изменении мощности турбины близко к нулю, то

$$\Delta N_i = \omega \Delta M_i.$$

Такие зависимости легко различимы и в практических случаях. Если турбина подключена к изолированной сети и нагрузка ее определяется только потребителями, то оператор (машинист) может изменять только частоту тока в сети. Если же турбина снабжает энергией сеть большой мощности, то оператор может произвольно изменить ее нагрузку, но частота тока в сети при этом меняется практически незаметно. В действительности, конечно, изменение мощности отдельной турбины обязательно вызывает как изменение нагрузки данного агрегата, так и изменение частоты тока в общей системе.

1.2. Суточные графики нагрузки

Основная нагрузка энергетической системы — потребление энергии промышленными предприятиями. При-

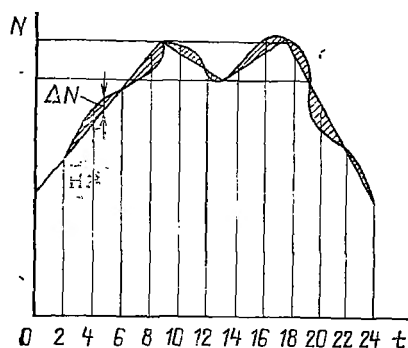


Рис. 1.1. Суточный график нагрузки

мерно в одно и то же время начинается работа на заводах и фабриках, несколько позже — работа бытовых предприятий и магазинов. Нагрузка энергетической системы возрастает, что приводит к появлению утреннего максимума нагрузки. Далее наступает обеденный перерыв, затем конец первой смены и начало второй. Конечно, дневное снижение энергии не очень велико и поэтому пик нагрузки уменьшается, но не так значительно. Вечером работают вторые смены на предприятиях, а также все бытовые службы. Включаются телевизоры и другая бытовая техника. Наступает второй, вечерний максимум нагрузки. После этого происходит постепенный, но достаточно глубокий спад потребления энергии — наступает ночной минимум нагрузки.

Такие колебания нагрузки происходят достаточно систематически, и поэтому их можно предсказать со сравнительно большой точностью. На основании длительного изучения колебаний нагрузки в энергосистемах строятся суточные графики ее изменения (рис. 1.1), которые позволяют диспетчерам энергосистем заранее планировать пуски турбогенераторов или подготовку к нагружению мощных блоков турбин. Использование суточных графиков дает возможность предотвратить значительные изменения частоты тока. Конечно, фактическое изменение нагрузки по многим причинам не соответствует суточному графику, но эти отклонения настолько малы, что в системе большой мощности они не вызывают серьезных воз-

мущений и частота тока колеблется в очень небольших пределах. Во многих случаях при теоретических исследованиях вопросов управления системами можно пользоваться допущением, что мощность энергосистемы бесконечна и потому

$$\Delta\omega/\omega = 0.$$

Действительно, как показывают записи частоты тока в системе, в нормальных условиях эксплуатации ее колебания очень малы. Тем не менее именно эти отклонения частоты и определяют степень колебания нагрузки ΔN энергосистемы.

Из рис. 1.1 видно, что режимы с максимальной нагрузкой продолжают сравнительно недолго — 6—8 ч в сутки. Для их покрытия в системе необходимо иметь соответствующий резерв мощности. Но этот резерв в остальную часть суток не будет использоваться, т. е. наступит «провал» нагрузки, что, конечно, невыгодно. Невольно возникает вопрос: нельзя ли во время провалов нагрузки запасать энергию и при наступлении пиков отдавать ее в сеть?

Самое сложное в этой проблеме — создание энергоемких аккумуляторов. Наиболее распространенный способ — создание больших водохранилищ, которые во время спада нагрузки заполняются водой насосами, а при повышении нагрузки запас воды используется на выработку электрической энергии в гидротурбинах.

Недостаток такого способа — при подъеме воды и ее срабатывании потери в насосе и гидротурбоагрегатах суммируются. Испарение воды — это тоже потеря энергии, а создание специальных водоемов — потеря земель, ранее полезно используемых в сельском хозяйстве.

В последнее время стали использовать подземные емкости, образуемые при выработке полезных ископаемых. Во время провала нагрузки эти емкости заполняют сжатым воздухом, а при наступлении пиков нагрузки этот сжатый воздух вырабатывает в газовых турбинах энергию для их покрытия.

Поскольку агрегат, предназначенный для покрытия пиков нагрузки, должен работать всего несколько часов в сутки, его экономичность не имеет столь большого значения, как для турбоагрегатов, несущих базовую (постоянную) нагрузку. Вместе с тем такие агрегаты должны ежедневно останавливаться и пускаться. Поэтому главное — обеспечить малую потерю топлива при пусках и остановках. Наиболее подходящими могли бы быть достаточно мощные, быстро пускаемые газовые турбины. К сожалению, и эти машины обладают существенным недостатком — они требуют жидкого, наиболее дефицитного топлива, что в современных условиях становится главным препятствием широкого их применения.

В настоящее время проектируются быстро пускаемые, конструкционно упрощенные паротурбинные агрегаты мощностью 500 МВт специально для работы в пиковом режиме.

В условиях нашей страны с ее бескрайними просторами для покрытия пиковой части нагрузок хорошо было бы использовать разницу поясного времени и передавать электрическую энергию в районы с другим временем суток, например из Сибири в европейскую часть СССР. Но этот способ покрытия пиков энергопотребления сопряжен со столь большими потерями на транспорт энергии и такими большими затратами на сооружение протяженных линий передач, что его тоже нельзя считать наиболее целесообразным. Естественно, поиски решения данной проблемы ведутся во всех направлениях. В частности, по решению правительства упорядочено поясное время и два раза в год, весной и осенью, вводится изменение поясного времени на один час.

1.3. Распределение нагрузки между агрегатами электростанций

Коэффициент полезного действия (КПД) паровой турбины снижается при уменьшении ее нагрузки, начиная с некоторого уровня (рис. 1.2). При этом понижении $N_{\text{макс}}$ в пределах

100—75% изменение КПД относительно мало, но при дальнейшем снижении нагрузки падение КПД становится существенным. Чем большая доля энергии будет вырабатываться с высоким КПД, тем меньшим будет расход топлива. На большинстве электростанций установлены турбины различной мощности и экономичности. Для обеспечения минимального расхода топлива необходимо максимально загружать наиболее экономичные агрегаты.

Однако если на электростанции имеется несколько агрегатов равной мощности с одинаковой экономичностью, то возникает вопрос, как целесообразнее распределять между ними нагрузки, если необходимо достаточно глубоко их разгрузить? Можно равномерно уменьшить нагрузку на всех параллельно включенных турбинах либо распределить нагрузку неравномерно.

На рис. 1.3 приведен график изменения удельного расхода теплоты для турбин К-100-90 ЛМЗ и К-300-240 ХТЗ.

Предположим, имеется три турбины общей мощностью 300 МВт и требуется распределить между ними нагрузку 180 МВт.

При равномерном распределении нагрузки по трем агрегатам суммарный расход теплоты составит $9420 \times \times 180 = 1,69 \cdot 10^{11}$ Дж/ч. Если же одну турбину загрузить полностью, а на две другие дать нагрузку по 40 МВт, то расход теплоты будет равен $100 \times \times 9\,000 + 2 \cdot 9700 \cdot 40 = 1,685 \cdot 10^{11}$ Дж/ч.

Как видно из приведенных расчетов, распределение нагрузки должно

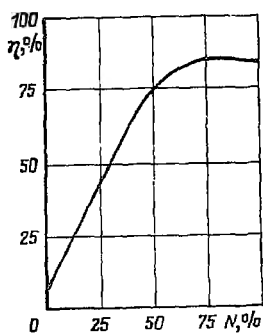


Рис. 1.2. КПД турбины при изменении мощности

$q, 419 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}$

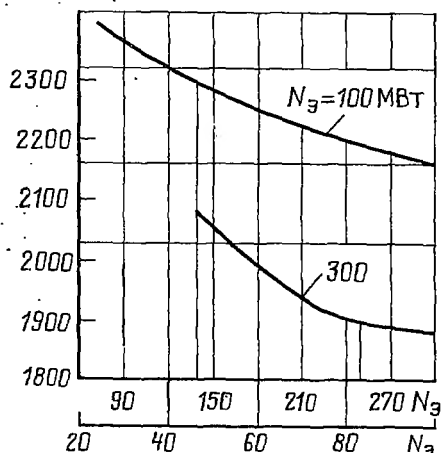


Рис. 1.3. Графики изменения удельного расхода теплоты турбин К-100-90 ЛМЗ и К-300-240 ХТЗ

подчиняться определенным соотношениям из условия наибольшей экономичности. Распределение нагрузки в соответствии с суточным графиком проводится оператором воздействием на систему регулирования скорости. При замене оператора соответствующим автоматическим устройством необходимо обеспечить такие условия, чтобы последнее управляло нагрузкой агрегатов по заранее намеченному графику с целью предупреждения значительного изменения частоты. Для этого станционный регулятор частоты передает команды системам регулирования всех турбин электростанции с корректировкой по частоте. Небольшие колебания частоты, определяемые отклонением фактической нагрузки системы от предполагаемой, должны восприниматься системами регулирования скорости всех параллельно работающих агрегатов.

1.4. Аварийные ситуации в энергетических системах

В аварийных ситуациях часто происходят отключения генераторов от сети. Это вызывает сброс нагрузки, т.е. момент сопротивления M_K становится равным нулю, и тогда возникает большое ускорение ротора турбины ϵ . Вся мощность турбины идет

на разгон относительно легкого ротора, и частота его вращения будет увеличиваться очень быстро. Чтобы приостановить разгон турбоагрегата, необходимо уменьшить момент M_i от действия паровых сил турбины так, чтобы $\varepsilon = 0$. Ясно, что необходимо очень большое быстроедействие системы регулирования, чтобы обеспечить безопасность работы агрегатов. Вмешательство персонала в данном случае не может дать необходимую скорость уменьшения момента M_i , и потому защита турбины от разгона должна обеспечиваться только автоматическими системами. Однако полагаться на четкость и быстроедействие системы регулирования скорости нельзя. Всегда может отказать один из узлов этой системы, и тогда гибель агрегата неизбежна. Поэтому на всех турбинах кроме системы регулирования имеется специальная система защиты. При этом важно, чтобы ни один из узлов системы защиты не выполнял одновременно аналогичные функции в системе регулирования. Иначе выход из строя этого узла при сбросе нагрузки приведет к гибели агрегата. Такие узлы ставились в прошлом на агрегатах зарубежных фирм.

Действие защиты не должно мешать работе системы регулирования угловой скорости, и потому она проектируется так, чтобы ее работа началась после достижения предельного уровня повышения частоты вращения ротора. Это условие вносит соответствующую задержку в действие защиты и потому требует ее повышенного быстроедействия.

Конечно, было бы хорошо, если бы защита вступала в работу раньше предельного повышения частоты вращения, которое может обеспечить основная система регулирования скорости, но в этом случае при каждом сбросе нагрузки пришлось бы останавливать блок. Главное же здесь в том, что при таких условиях действенность системы регулирования не может быть проверена, а значит, защита турбины от разгона обеспечивается только действием системы защиты, что недостаточно для безопасности агрегата.

Так как элементы системы защиты нормальных условиях эксплуатации неподвижны и стоят на упоре, ее работоспособность требует периодической проверки повышением частоты вращения ротора на холостом ходу. Работа системы регулирования проверяется непрерывно, но и ее быстроедействие при сбросе нагрузки можно оценить только прямым опытом сброс нагрузки. Но и в этом случае достаточность быстроедействия можно определить только при условии, что при полном сбросе нагрузки система регулирования удержит турбину на холостом ходу, а для этого защита должна срабатывать только при достижении допустимого уровня повышения частоты вращения, обеспечиваемого действием системы регулирования скорости.

В нормальных условиях эксплуатации защита не работает и потому трудно определить готовность ее действию в аварийных условиях. По правилам технической эксплуатации (ПТЭ) требуется систематическая проверка работы защиты.

Основным элементом защиты системы от разгона является автомат безопасности, настраиваемый на срабатывание при определенной частоте вращения и действующий почти мгновенно на полный ход. Автомат безопасности воздействует на специальный парозапорный орган системы защиты — стопорный клапан. Этот клапан закрывается только при действии защиты турбины, и поэтому у него только два фиксированных положения: открыто и закрыто. В процессе эксплуатации стопорный клапан расхаживается специальным устройством, как правило, не на полный ход. Поэтому при проверке автомата безопасности повышением частоты вращения стопорный клапан должен расхаживаться на полный ход.

Регулирующие клапаны тоже должны плотно закрываться и не должны пропускать пар в этом положении.

При пуске турбин после капитального и расширенного ремонтов плотность регулирующих и стопорных

клапанов должна проверяться раздельно. Абсолютной плотности клапанов достигнуть невозможно. Поэтому ГОСТ устанавливает, что допустимая частота вращения ротора при раздельном закрытии стопорных и регулирующих клапанов не должна превышать 50% номинальной.

Следует иметь в виду, что безопасность агрегата должна обеспечиваться и при выходе из строя основной системы регулирования. В этом случае при сбросе полной нагрузки регулирующие клапаны турбины останутся полностью открытыми. После срабатывания автомата безопасности при повышении частоты вращения ротора до определенного предела, заранее установленного, стопорные клапаны закроют доступ пара в турбину. В процессе закрытия клапанов будет происходить дальнейший разгон ротора, и даже после полного их закрытия ротор будет дополнительно разгоняться из-за расширения пара, накопленного в промежуточных емкостях турбины. Например, как показали расчеты, дополнительный разгон ротора турбины К-300-240 ХТГЗ в этом случае достигает 7% номинального. Если учесть, что автомат безопасности обычно настраивается на срабатывание при повышении частоты вращения ротора на 11—12% сверх номинальной, то максимальное значение частоты вращения окажется в пределах 18—19% номинальной. По международным нормам прочность ротора должна проверяться в разгонной яме до такого повышения частоты вращения ротора, но не более чем на 20% выше номинальной.

Как уже упоминалось, в мощных энергетических системах возникают аварийные ситуации из-за отключения генераторов от сети, возникновения коротких замыканий, отключения ВЛ, связывающих мощные энергетические системы, и др. Подобные нарушения могут привести к тяжелым последствиям. Для предотвращения развития системных аварий требуется соответствующее воздействие на генерирующие агрегаты.

Представим для примера две до-

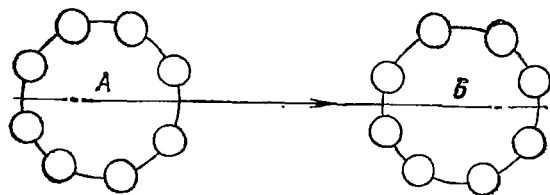


Рис. 1.4. Энергосистемы, связанные ВЛ

статочно мощные энергосистемы, связанные ВЛ (рис. 1.4). Предположим, что энергия передается от системы А к системе В. При отключении ВЛ, связывающей обе системы, в первой (А) произойдет сброс, а второй (В) — наброс нагрузки. Следовательно, автоматические устройства в системе А должны быстро уменьшить выработку энергии, а в системе В увеличить ее или отключить потребителя.

Ясно, что для сохранения устойчивой работы всех электростанций, включенных в общую энергетическую систему, необходимы быстродействующие системы управления всеми турбинами, реагирующие на изменение частоты в системе и воспринимающие специальные воздействия системной автоматики. Но как только будет предупреждено раскачивание энергетической системы, необходимо отключить действие системной автоматики, сохранив действие автоматических систем всех турбин, включенных в энергосистему.

Следовательно, на всех турбинах, работающих на общую энергетическую систему, должны быть включены в работу регуляторы частоты вращения, которые должны обладать достаточным быстродействием.

1.5. Станционные регуляторы частоты системы

Распределение нагрузки между параллельно работающими агрегатами — задача общестанционная. В зависимости от состояния агрегатов и выхода их для ремонта степень загрузки каждого агрегата может изменяться.

Для решения задачи распределения нагрузки создаются общестанционные регуляторы частоты тока [1].

Точность их работы должна быть значительно выше точности регуляторов частоты вращения отдельных турбин. Если регуляторы турбин должны поддерживать заданную частоту вращения, то станционные регуляторы настраиваются на отклонения частоты тока от заданного уровня. Когда устанавливается заданная частота переменного тока, станционные регуляторы выключаются из работы.

Поддержание частоты переменного тока на заданном уровне в современных мощных системах определяется взаимодействием систем регулирования параллельно включенных агрегатов. В то же время изменение частоты тока зависит не только от воздействия потребителей, но и от внутренних возмущений на электростанциях: изменения свойств топлива, нарушения режима работы отдельных агрегатов и т. д.

Особенно остро ощущается качество работы систем регулирования в аварийных ситуациях, когда от точности реагирования автоматического устройства зависит не только степень отклонения частоты тока от заданного уровня, но и сохранность оборудования.

В нормальных условиях эксплуатации колебания частоты переменного тока происходят достаточно медленно из-за очень большого числа установок, потребляющих энергию. Поэтому для восстановления заданной частоты тока на требуется большого быстрогодействия. В аварийных же условиях при отсоединении генератора от сети быстрогодействие систем регулирования должно быть особенно большим.

Станционные регуляторы частоты переменного тока, действуя через механизмы управления, распределяют нагрузку по заранее заданной программе. Эта программа в процессе эксплуатации может изменяться эксплуатационным персоналом в зависимости от изменения условий на станции (выход агрегатов в ремонт, изменение экономичности турбин и др.).

Станционные регуляторы частоты тока могут подавать на отдельные турбины команды значительно боль-

шей интенсивности, чем регуляторы скорости, команды которых сервомоторам регулирующих клапанов пропорциональны изменению частоты тока. Станционный регулятор, реагирующий только на отклонение частоты тока от заданного уровня, может подать команду любой заранее заданной интенсивности при условии, что команда будет снята после ее выполнения.

По самой схеме работы станционного регулятора требуется, чтобы частота тока сети непрерывно сравнивалась с эталоном частоты, определяющим точность работы станционного регулятора. В качестве эталона используются специальные точные электронные камертоны или точные часы, определяющие время одного и нескольких заранее заданных оборотов вала.

Станционные регуляторы дают возможность распределять нагрузку только по экономичности режима работы нагрузки каждого агрегата, но по экономичности их промежуточных режимов. Известно, что сравнительно большие потери в турбине определяются дросселированием пара в регулирующих клапанах. Поэтому целесообразно всегда вести режимы с полностью открытыми клапанами: двумя, тремя и четырьмя (при четырехклапанной системе парораспределения). Для этого необходимо, чтобы при достижении полного открытия очередного клапана от сервомотора подавался сигнал на станционный регулятор частоты.

При отклонении частоты тока от заданного уровня регуляторы скорости всех параллельно работающих турбин должны соответственно изменять пропуск пара в турбины. Но при этом их сигналы должны быть меньше сигналов станционных регуляторов. В последних целесообразно иметь импульс по скорости изменения частоты тока, чтобы их действие было заметным, главным образом при относительно больших и быстрых нарушениях баланса мощности в системе.

Применение станционных регуляторов частоты тока позволяет упростить системы регулирования скорости

отдельных агрегатов и тем самым повысить их надежность. Последнее очень важно для случаев отключения генераторов от сети, когда регуляторы угловой скорости наряду с автоматами безопасности должны обеспечить сохранность агрегата.

Воздействие общестанционных регуляторов частоты тока на систему регулирования турбины осуществляется через механизм управления турбиной (МУТ) и поэтому является только корректирующим действие регулятора частоты вращения и никак не влияет на работу последнего. При необходимости быстрых воздействий в аварийных ситуациях они производятся через электрогидравлический преобразователь (ЭГП). Но и преобразователь не мешает работе регулятора скорости, а только дополняет при необходимости его действие. Важная особенность обоих воздействий — их независимость от состояния турбины и действия регулятора частоты вращения, которое они дополняют.

В противоположность этому регуляторы мощности и регуляторы «до себя» (регуляторы, поддерживающие давление пара перед турбиной на заданном уровне) противодействуют регуляторам частоты вращения. Всякое воздействие регулятора частоты вращения при отклонении частоты тока системы направлено на изменение мощности для восстановления частоты тока системы. При этом регуляторы мощности и регуляторы «до себя» будут противодействовать регулятору угловой скорости ротора, что особенно опасно в аварийных ситуациях. Так, при сбросе нагрузки регулятор угловой скорости ротора закрывает пропуск пара в турбину, а регуляторы мощности и «до себя» стремятся восстановить нарушенный режим турбины. Поэтому необходимы специальные блокирующие устройства, которые отключали бы и тот и другой регуляторы в аварийных режимах. Введение дополнительных устройств, действующих только в аварийных ситуациях, снижает надежность работы энергосистемы. В то же время нет необходимости в поддержании нагрузки на

данном агрегате на заданном уровне. Это упрощает режим работы котла, но мешает работе регуляторов частоты вращения, поддерживающих частоту тока на заданном уровне совместно всеми турбинами, включенными в общую энергосистему.

Совсем по-другому обстоит дело со станционными регуляторами частоты тока. Они действуют в том же направлении, что и регуляторы частоты вращения, только ограничивают их действие для более экономичного распределения нагрузки между параллельно работающими агрегатами.

1.6. Задачи регулирования паровых турбин

Рассмотрим вопросы, связанные с регулированием частоты вращения паротурбинных агрегатов. Полученные выводы могут быть использованы и при рассмотрении работы систем регулирования других параметров.

Первая задача системы регулирования частоты вращения ротора турбины — поддержание этого параметра на заданном уровне; вторая — обеспечение такого сброса полной нагрузки, чтобы повышение частоты вращения было ограниченным, не приводящим к гибели турбины, а при испытании — к срабатыванию автомата безопасности.

Выполнение первой задачи требует прежде всего измерения частоты вращения ротора и передачи соответствующего импульса органу, который мог бы изменить мощность турбины.

Мощность турбины определяется соотношением (1.5):

$$N_i = M_i \omega.$$

Повышение угловой скорости ротора ω сопровождается уменьшением момента движущих сил. При этом КПД турбины снижается и ее мощность уменьшается. По расчетам для турбин с активным облопачиванием предельно достижимая угловая скорость будет примерно равна удвоенному значению номинальной, т. е. $2\omega_0$. Если рассчитать прочность турбины на такое увеличение угловой скорости, то безопас-

ность турбины будет сохранена и при сбросе полной нагрузки турбины. Если учесть, что центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости, то при $\omega = 2\omega_0$ сила, действующая на лопатку, вырастет в 4 раза. Конечно, рассчитывать прочность турбины на столь высокие напряжения во вращающихся частях турбины не имеет смысла. Поэтому принято, что прочность турбины рассчитывается на повышение угловой скорости до $1,2\omega_0$. Чтобы не допустить увеличения угловой скорости даже до такого уровня, необходимо быстро прекратить доступ пара в турбину.

Для решения первой задачи — поддержания частоты вращения на заданном уровне — требуется точность работы системы регулирования, т. е. обеспечение малых допустимых отклонений угловой скорости в установившемся режиме.

Регулятор частоты вращения паровой турбины должен измерять угловую скорость ротора и соответственно воздействовать на регулирующий орган, изменяющий пропуск пара в турбину. В качестве таких органов на большинстве турбин применяются регулирующие клапаны, изменением открытия которых и изменяется пропуск пара в турбину. Если на турбинах очень малой мощности регулятор скорости может сам перемещать эти клапаны, то с ростом начальных параметров пара и мощности турбин вводятся усилители, перемещающие клапаны по команде от регулятора частоты вращения.

1.7. Поддержание частоты вращения на заданном уровне

В качестве регулятора частоты вращения во всех выпускаемых турбинах применяются механические, гидродинамические или электрические измерители и преобразователи частоты вращения. Механический регулятор представляет собой грузовой измеритель, у которого центробежная сила грузиков уравнивается пружиной.

Равновесие моментов сил, действующих в турбоагрегате, можно вы-

разить в виде

$$M_i = M_g + M_T, \quad (1)$$

где M_i — момент сил, действующих на лопатки турбины; M_g — момент сил полезного сопротивления, возникающий при взаимодействии электромагнитных полей ротора и статора генератора; M_T — момент сил вредного сопротивления (сил трения) в турбине и генераторе.

Как уже было показано, нарушение равновесия моментов сил в действующем турбоагрегате, например за изменения момента M_g , приводит к изменению угловой скорости ротора. В соответствии с формулой

$$\Delta M = M_i - M_g - M_T = J\varepsilon.$$

При $M_i = M_g + M_T$, т. е. при $\Delta M = 0$, угловое ускорение ε так равно нулю. Но в приведенном равенстве не входит угловая скорость ω . Следовательно, равновесие моментов может быть достигнуто при любом значении ω . Нам же необходимо, чтобы равновесие наступало при вполне определенном значении угловой скорости. Поэтому в системе регулирования обязательно должен быть механизм управления турбиной (МУТ) с помощью которого можно было бы установить определенное значение при любом значении момента M .

На рис. 1.5 изображен центрбежный грузовой регулятор частоты вращения, применяющийся на некоторых турбинах довоенного выпуска. На нем проще показать все особенности проектирования механических регуляторов скорости.

При вращении регулятора вокруг оси появляются центростремительное ускорение грузов 1 и соответствующие ему центробежные силы инерции $m\omega^2 r$, где m — масса грузов, r — радиус их вращения. Эти силы уравновешиваются усилием пружины 2, где c — жесткость пружины, h — натяжение пружины.

Пружине дается предварительный натяг, и при неподвижном регуляторе скорости грузы ставятся на упор

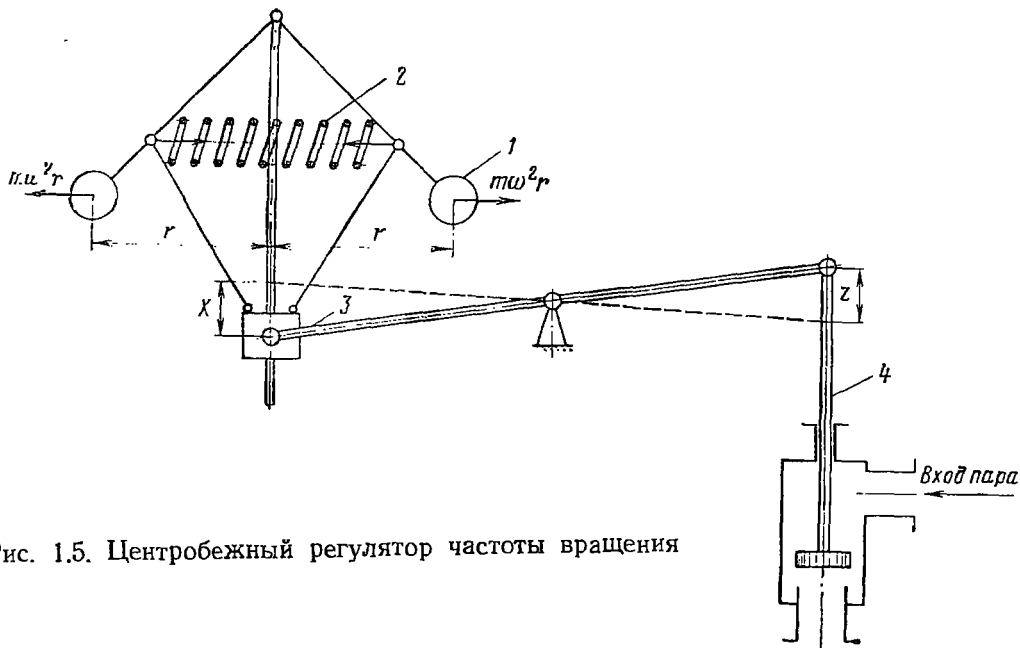


Рис. 1.5. Центробежный регулятор частоты вращения

При вращении регулятора условие равновесия можно записать в виде

$$2m\omega^2 r = ch. \quad (1.8)$$

Кроме центростремительного ускорения Π на вращающиеся грузы действуют ускорения: кориолисово K и тангенциальное B . Создаваемые ими усилия передаются через рычаг на вращающийся вал и воспринимаются опорами вала, но не они определяют перемещение грузов. Положение грузов зависит только от центробежной силы, определяемой центростремительным ускорением и в конечном счете, угловой скоростью ω .

В уравнении (1.8) переменными являются только величины ω , r и h , причем выбранная заранее механическая связь определяет однозначную зависимость $h = f(\omega)$. Как показано на рис. 1.5, поворот рычагов регулятора передается муфте 3, перемещающейся на величину x , и, следовательно, $x = f_1(h) = f_2(\omega)$.

В простейших системах регулирования перемещение x муфты 3 передается непосредственно клапану 4, который опускается на z . Как видно из рис. 1.5, вполне определенному положению муфты 3 регулятора соответствует определенное положение клапана 4. Зная характеристики регулятора частоты вращения и клапана, можно

установить связь между расходом пара в турбину G (или нагрузкой N_g) и угловой скоростью ω . Следовательно, каждой нагрузке соответствует вполне определенное значение ω . В то же время требуется иметь при любом расходе пара G одно и то же значение $\omega = \omega_0$. Для выполнения этой задачи в регулятор ставится дополнительная пружина 1, связанная, как это показано на рис. 1.6, через подпятник с муфтой регулятора 2. Изменение натяжения пружины, а значит, и общего натяга пружин h вызовет смещение муфты регулятора и соответствующее изменение положения клапана 3. Это в свою очередь, вызовет изменение угловой скорости ротора турбины ω , которую можно

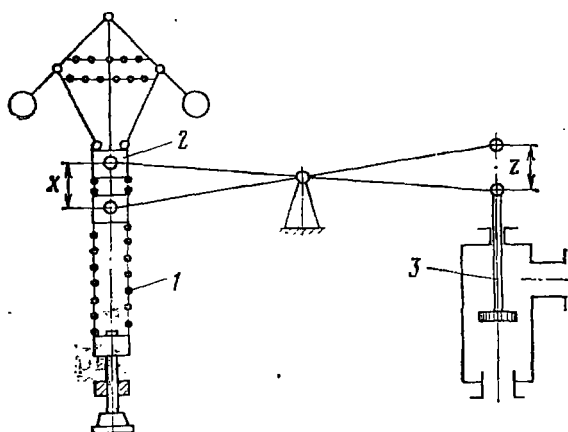


Рис. 1.6. Система непосредственного регулирования

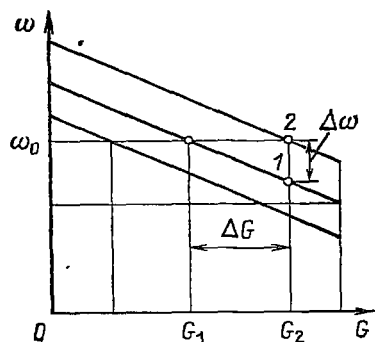


Рис. 1.7. Поддержание частоты на заданном уровне

будет возвратиться к заданному значению при любой нагрузке. Предположим, например, что произошло увеличение момента электрической нагрузки $M_{э}$. Это вызовет уменьшение угловой скорости ротора, и клапан откроется, пропустив дополнительное количество пара в турбину (точка 1 на рис. 1.7). Если после этого увеличить натяжение дополнительной пружины, то новому значению расхода пара в турбину G_2 будет соответствовать то же положение клапана, но при увеличившейся угловой скорости (точка 2 на рис. 1.7). В результате при новой нагрузке мы получим установившуюся угловую скорость ω_0 . Рассмотренный пример относится к случаю одиночно работающих турбины и генератора на выделенную изолированную сеть. Дополнительная пружина выполняет роль механизма управления турбиной. С его помощью при разных нагрузках турбины устанавливается неизменная частота вращения ротора турбины.

В практике эксплуатации паротурбинных агрегатов на электростанциях измеряется не угловая скорость ротора ω , рад/с, а частота вращения n , об/мин. Эти величины связаны между собой зависимостью $\omega = 2\pi n/60$, и в дальнейшем не делается различия между регулированием угловой скорости и частотой вращения.

Изображенная на рис. 1.6 система регулирования называется системой непосредственного или прямого регулирования. В ней регулятор скорости непосредственно воздействует на ре-

гулирующий орган турбины — паровой клапан. Турбины с такой системой регулирования используются и настоящее время для привода вспомогательных механизмов электростанций.

Регуляторы скорости изображенной на рис. 1.6 конструкции не применяются в паротурбинных агрегатах. В центробежных регуляторах скорости, используемых ЛМЗ для мощных турбин, связи между грузиками и муфтой выполнены в виде упругих лент, т. е. по всей конструкции регулятора удалось избежать шарнирных соединений и тем исключить сил трения в передаче движения от грузиков к муфте регулятора (рис. 1.8)

Грузики 2 жестко соединены с пружиной 3 и с тонкой лентой 5. Эта лента связана с опорой 1, приводимой в движение от валика регулятора. Пружина в центре жестко соединена с тем же валиком регулятора, и поэтому вращательное движение передается грузикам не только лентой, но и пружиной. Тангенциальное и кориолисово ускорения воспринимаются сравнительно широкой лентой 5 и поэтому не влияют на перемещение грузиков. В средней части ленты по оси вращения регулятора укреплена круглая пластина 4, представляющая собой муфту регулятора. При вращении регулятора центробежная сила грузиков увеличивает натяжение пружины и, прогибая ленту, перемещает пластину в осевом направлении.

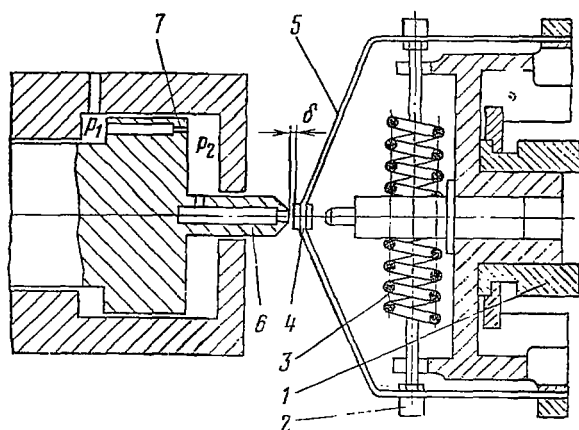


Рис. 1.8. Центробежный регулятор скорости ЛМЗ

К пластине 4 подводится сопло малого диаметра b , являющееся выступающей частью дифференциального поршня, перемещающего золотник. К той части поршня, которая имеет меньшую площадь, подводится рабочая жидкость. К другой стороне поршня подводится та же жидкость, но прошедшая через постоянный дроссель 7. Далее жидкость поступает в осевое отверстие золотника и вытекает через сопло b , выходное отверстие которого прикрывается пластиной 4. Диаметр постоянного дросселя подбирается так, чтобы равновесие поршня достигалось при выбранном значении зазора δ .

Напишем уравнение неразрывности потока через дроссель:

$$\mu_1 f_7 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = \mu_2 \pi d_c \delta \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}.$$

где μ_1, μ_2 — коэффициенты расхода; f_7 — площадь сечения дросселя 7; d_c — диаметр сопла; δ — зазор между соплом и пластиной 4; p_1, p_2 — давления до дросселя 7 и после него; ρ — плотность рабочей жидкости. Золотник будет находиться в неподвижном состоянии при условии равенства сил с обеих сторон поршня, т. е. при $p_1 F_1 = p_2 F_2$, откуда

$$p_1 / p_2 = F_2 / F_1.$$

Проведя преобразование уравнения неразрывности, найдем

$$\delta = \frac{\mu_1 f_7}{\mu_2 \pi d_c} \sqrt{\frac{F_2}{F_1} - 1}. \quad (1.9)$$

В правой части полученного соотношения все величины постоянные; откуда следует, что зазор δ не зависит от давлений p_1 и p_2 и при всех смещениях отбойной пластины 4 остается неизменным. Таким образом, поршень следит за перемещением пластины 4 при всех ее смещениях при изменении угловой скорости ротора. Как было показано А. В. Щегляевым, смещение пластины 4 примерно на порядок больше перемещения грузиков,

что позволяет выбрать большую жесткость пружины и меньшие напряжения в ней и этим придать большую надежность регулятору.

1.8. Совместная работа параллельно включенных агрегатов

Параллельная работа генераторов переменного тока определяется электрической связью между ними.

Схематически генератор можно изобразить в виде, показанном на рис. 1.9, а. Ротор представляет собой электромагнит 1, вращающийся во внутренней расточке статора. Обмотка статора также является электромагнитом с полюсами 2. При вращении ротора силовые линии его магнитного поля пересекают витки статорной обмотки и в ней наводится электрический ток. При этом, поскольку статор неподвижен, а ротор вращается, в обмотках статора наводится переменный ток, напряжение которого смещено по фазе относительно тока в роторе, т. е. максимум напряжения тока в статоре не совпадает с максимумом напряжения в роторе. Сдвиг по фазе напряжений в роторе и статоре определяется углом δ . Если от статора генератора отбирается мощность, то угол сдвига фаз δ увеличивается.

Представим, что отбирается столь большая мощность, что угол $\delta = 90^\circ$ (рис. 1.9, б). До этого момента увеличение отдаваемой мощности приводит к увеличению угла δ , и разность фаз

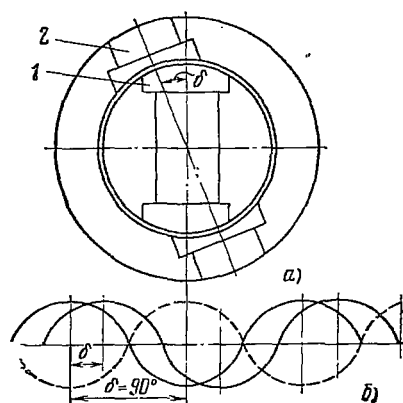


Рис. 1.9. Схематическое изображение генератора (а) и изменение напряжения в его статоре (б)

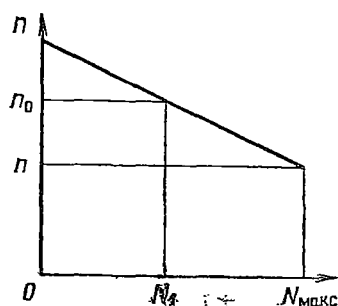


Рис. 1.10. Статическая характеристика регулирования

между напряжениями в роторе и статоре возрастает, что определяет синхронизирующую силу, стремящуюся уменьшить угол δ . Но как только угол δ станет равным 90° , дальнейшее увеличение нагрузки статора вызовет уменьшение синхронизирующей силы и возникнет так называемый асинхронный режим, когда частота тока статора не совпадает с частотой вращения ротора.

Распределение нагрузки, подключаемой в той или иной части энергетической системы, характеризуется настройкой систем регулирования турбин. При определении значений воспринимаемой доли нагрузки данного генератора, подключаемого к сети, необходимо знать статическую характеристику регулирования, изображенную на рис. 1.10. Предположим, что два агрегата работают на общую энергетическую систему. У каждого агрегата имеется своя, независимая от внешних условий статическая характеристика.

Наклон и форма статической характеристики регулирования определяются однозначно формой статических характеристик собственно регулятора скорости, регулирующего клапана и передающего механизма от регулятора к клапану.

На рис. 1.11 представлены статические характеристики двух турбоагрегатов, параллельно включенных в общую энергетическую систему переменного тока. Характерным условием параллельной работы агрегатов является одинаковая частота вращения всех включенных агрегатов, возможен только различный угол сдви-

га фаз параллельно работающих агрегатов.

Предположим, что в энергетическую систему подключена дополнительная нагрузка ΔN , из-за чего частота переменного тока сети, а с ней и частота вращения всех параллельно включенных агрегатов уменьшатся на Δn .

Принимая зависимость $N = f(n)$ линейной, из подобных треугольников можем получить соотношения

$$\Delta N_1 / \Delta n = N_{э1\max} / \Delta n_{1\max};$$

$$\Delta N_2 / \Delta n = N_{э2\max} / \Delta n_{2\max},$$

отсюда

$$\begin{aligned} \Delta N_1 &= \Delta n N_{э1\max} / \Delta n_{1\max}; \\ \Delta N_2 &= \Delta n N_{э2\max} / \Delta n_{2\max}. \end{aligned}$$

Суммируя значения ΔN_1 и ΔN_2 , получаем

$$\begin{aligned} \Delta N &= \Delta N_1 + \Delta N_2 = \Delta n \times \\ &\times [N_{э1\max} / \Delta n_{1\max} + N_{э2\max} / \Delta n_{2\max}]. \end{aligned}$$

Умножая и деля правую часть равенства на n_0 , находим

$$\begin{aligned} \Delta N &= \frac{\Delta n}{n_0} \times \\ &\times \left[\frac{N_{э1\max}}{\Delta n_{1\max} / n_0} + \frac{N_{э2\max}}{\Delta n_{2\max} / n_0} \right]. \end{aligned}$$

Величина $\Delta n_{1\max} / n_0$ называется степенью неравномерности регулирования данной системы. Обозначим $\delta_1 = \Delta n_{1\max} / n_0$ и $\delta_2 = \Delta n_{2\max} / n_0$. Тогда

$$\Delta N = \frac{\Delta n}{n_0} \left[\frac{N_{э1\max}}{\delta_1} + \frac{N_{э2\max}}{\delta_2} \right]. \quad (1.10)$$

Воздействуя механизмом управления на турбину и повышая частоту

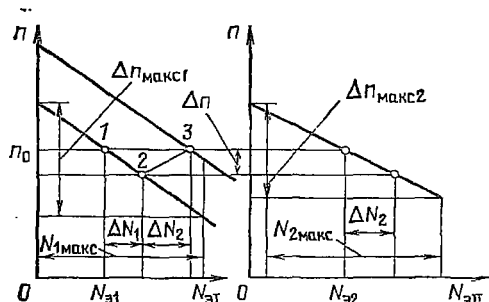


Рис. 1.11. Параллельная работа турбоагрегатов

вращения ее ротора, мы одновременно будем увеличивать частоту переменного тока сети. При этом на соседней турбине при увеличении частоты вращения n система регулирования будет снимать нагрузку.

По виду равенства (1.10) можно заключить, что для произвольного числа параллельно работающих турбоагрегатов можно написать аналогичное соотношение в виде

$$\Delta N = \frac{\Delta n}{n_0} \sum \frac{N_{э\text{макс}}}{\delta_i}, \quad (1.11)$$

отсюда

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \Delta N / \sum \frac{N_{э\text{макс}}}{\delta_i}, \quad (1.12)$$

где знак суммы распространяется на все параллельно работающие агрегаты при условии, что на них не введены ограничители мощности. Если некоторые турбины из-за неисправности элементов системы регулирования или по другим причинам работают на ограничителе мощности, то их регуляторы скорости по существу выключены из постоянной работы и сохраняют лишь защитные функции. Как можно установить из (1.12), это увеличивает отклонения частоты сети $\Delta n/n_0$ от номинальной при тех же изменениях нагрузки энергосистемы.

Отметим, что все предыдущие выводы сделаны без учета саморегулирования энергосистемы. Это свойство энергосистемы обусловлено тем, что мощность некоторых агрегатов потребителя уменьшается со снижением частоты сети, в то время как мощность турбин при этом возрастает (при неизменном положении регулирующих клапанов). Благодаря саморегулированию энергосистемы отклонения частоты при изменениях нагрузки уменьшаются, но эффект этот невелик.

На турбине с выключенным из работы регулятором угловой скорости режим ведется спокойнее — нет возмущений по частоте переменного тока в системе. Но одновременно на других турбинах, на которых регуляторы скорости включены, увеличиваются колебания нагрузки и режим работы

энергосистемы соответственно ухудшается.

Для восстановления частоты тока сети необходимо подействовать на одну из турбин с помощью МУТ. Предположим, что на турбине 1 (рис. 1.11), действуя на МУТ, повышают частоту тока сети. Повышение частоты сети приводит к автоматическому снижению нагрузки (по статическим характеристикам) на всех параллельно включенных агрегатах. Это снижение нагрузки должна воспринимать та турбина, на которой действует МУТ. При восстановлении номинального значения частоты тока сети вся дополнительная нагрузка, воспринятая при понижении частоты турбиной 2, будет передана на турбину 1.

Если представить себе турбину включенной в энергетическую систему большой мощности, то даже незначительное повышение частоты вращения роторов всех параллельно включенных генераторов вызовет очень большое изменение нагрузки той турбины, на МУТ которой воздействуют. Поэтому оператору представляется, что действием МУТ он изменяет только нагрузку турбины, а не частоту сети.

1.9. Неравномерность систем регулирования и механизмов управления турбиной

Из рис. 1.10 следует, что регулятор угловой скорости не может поддерживать частоту вращения одинаковой при всех нагрузках агрегата. Чтобы вернуть частоту вращения на первоначальный уровень, необходимо воздействовать на механизм управления. Один из механизмов показан на рис. 1.6, возможны модификации — перемещение точки подвеса б рычага, связывающего муфту регулятора угловой скорости со штоком клапана, или перемещение точки подвеса рычага вдоль по штоку клапана. Каждый из указанных типов МУТ находит применение в практике турбостроения.

Без воздействия на турбину с помощью МУТ частота вращения рото-

ра будет неодинаковой при различной нагрузке турбины, т. е. система прямого регулирования сама не может поддерживать неизменной частоту вращения ротора. Такая система регулирования поддерживает частоту вращения ротора с некоторой погрешностью, т. е. частота вращения будет неравномерной при изменении нагрузки турбины. Неравномерность при выбранном типе регулятора скорости определяется жесткостью его пружины и отношением плеч рычага, передающего движение к клапану.

Чем меньше неравномерность регулирования, т. е. чем меньше ошибка в поддержании заранее заданного значения n_0 , тем большую долю изменения внешней нагрузки будет брать на себя данный агрегат под действием своей системы регулирования. На рис. 1.11 видно, что при $\Delta n_{2\text{макс}} < \Delta n_{1\text{макс}}$ имеем $\Delta N_2 > \Delta N_1$. При воздействии МУТ на первую турбину значение частоты вращения было возвращено на уровень n_0 (точка З). Так как угол наклона статической характеристики определяется жесткостью пружины регулятора и соотношением плеч рычага АСД, то изменение натяжения пружины регулятора не изменит формы статической характеристики, поскольку МУТ не влияет на перечисленные соотношения. Следовательно, статическая характеристика первой турбины сместится эквидистантно самой себе, сохранив неравномерность неизменной.

При холостом ходе турбины желательно иметь большую неравномерность. В этом случае частота вращения турбогенератора перед включением его в сеть будет поддерживаться с меньшими отклонениями, так как даже небольшие отклонения расхода пара или изменения параметров пара вызовут значительные изменения частоты вращения, что приведет к большей устойчивости поддержания положения клапана на уровне холостого хода. Увеличения неравномерности можно добиться с помощью изменения профиля дросселирующей кромки клапана в области холостого хода турбины. Тогда тому же перемещению муф-

ты регулятора скорости будут соответствовать меньшие изменения пропускания пара в турбину и будет меньшая возможность перерегулирования турбины.

Рациональная форма статической характеристики показана на рис. 1.12. В области холостого хода неравномерность равна $\Delta n_{1\text{макс}}$. По международным нормам разрешается также иметь достаточно большую неравномерность в области нагрузок: $(0,9 \div 1,0) N_{\Sigma\text{макс}}$ (неравномерность $\Delta n_{2\text{макс}}$). Но при выборе больших значений $\Delta n_{\text{макс}}$ в начале и в конце статической характеристики не следует забывать, что при средних значениях нагрузок должно быть не слишком маленькое значение $\Delta n_{3\text{макс}}$. Иначе в этой области могут возникнуть значительные колебания нагрузки турбины при сравнительно малых изменениях частоты тока.

Одновременно нельзя увеличивать и общую неравномерность $\Delta n_{\text{макс}}$, потому что при сбросе полной нагрузки частота вращения ротора возрастает несколько больше, чем на $\Delta n_{\text{макс}}$, с учетом движения ротора под действием расширения пара, аккумулярованного во внутренних полостях турбины.

Собственно неравномерность отражает сравнительные свойства систем регулирования турбин при условии одинакового номинального значения частоты вращения ротора. Но не все турбины строятся на одну и ту же номинальную частоту вращения ротора. Так, в практике советского турбостроения применяются тихоходные

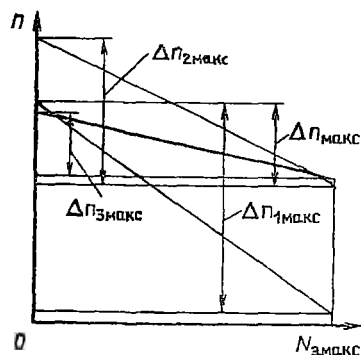


Рис. 1.12. Рациональная форма статической характеристики регулирования турбины

турбины, у которых $n_0 = 1500$ об/мин, а приводные турбины имеют значительно большие значения номинальной частоты вращения n_0 . Поэтому для определения сопоставимых значений неравномерности принято определять ее в виде степени неравномерности, т. е. как отношение

$$\delta = \Delta n_{\text{макс}} / n_0.$$

Как уже упоминалось, воздействием МУТ на статическую характеристику можно поддерживать заданную частоту вращения n_0 при любых нагрузках агрегата. При этом статическая характеристика смещается параллельно самой себе. Следует установить необходимые пределы смещения статической характеристики.

Для чего требуется повышение или понижение частоты вращения относительно заданной n_0 ? При случайных повышениях частоты вращения в энергетической системе, предположим до n_1 (рис. 1.13), турбина, где МУТ может изменять частоту вращения только в пределах неравномерности, не сможет взять нагрузку больше N_i , что недопустимо из-за необходимости сохранения возможности управления турбиной и при повышенной частоте переменного тока. Однако чрезмерный запас по ходу МУТ на увеличение частоты вращения нежелателен, тем более что повышенная частота вращения — признак повышения вырабатываемой генераторами мощности по сравнению с необходимой. Недостаток возможного чрезмерного действия МУТ в сторону увеличения частоты вращения заключается в следующем. Предположим, что на турбине плохой вакуум и поэтому она не может вырабатывать номинальную мощность. Воздействие на МУТ, как правило, ведется со щита управления. Оператору потребовалось повысить мощность данного агрегата. Он увеличил ее до предельно возможной, соответствующей полностью открытым клапанам, а нагрузка на турбине все еще не полная. Оператор пытается еще повысить нагрузку, смещая статическую характеристику дополнительно вверх, но это не вызывает соответ-

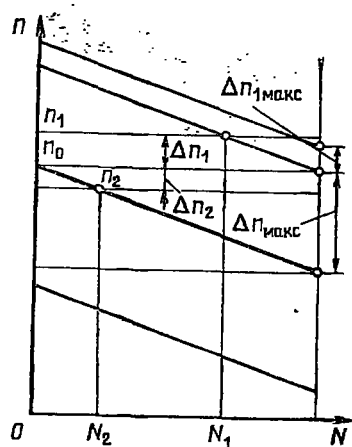


Рис. 1.13. Действие МУТ на статическую характеристику

ствующего изменения нагрузки на турбине. Оператор может оставить МУТ в положении выше необходимого на Δn_1 . При сбросе нагрузки повышение частоты первоначально не вызовет уменьшения нагрузки из-за дополнительного смещения статической характеристики вверх. Клапаны начнут прикрываться только после того, как частота вращения повысится более чем на Δn_1 . Конечно, дополнительное увеличение частоты вращения при сбросе нагрузки, да еще при полностью открытыми клапанами, крайне нежелательно.

Предел действия МУТ в сторону снижения частоты вращения ротора не устанавливается.

По международным нормам разрешается длительная работа с полной нагрузкой при частоте вращения в пределах $0,98—1,01 n_0$.

1.10. Влияние сил трения на работу регуляторов угловой скорости и давления

На работе системы регулирования при изменении частоты вращения отражается влияние сил трения в перемещаемых деталях.

Рассмотрим, например, процесс повышения угловой скорости агрегата. К силам противодействия движению муфты регулятора скорости прибавится сила трения в рычагах и во всех звеньях передачи от регулятора к

клапану. Тогда уравнение (1.8) примет вид

$$m\omega_1^2 r = ch + T, \quad (1.13)$$

где T — силы трения, приведенные к силам, действующим в направлении центробежной силы грузов.

На рис. 1.14 изображена диаграмма изменения сил в регуляторе скорости при повышении угловой скорости от $\omega = \omega_0$ до $\omega = \omega_2$ и натяжения пружины от h до $h_{\text{макс}}$.

После повышения угловой скорости до верхнего предела ω_2 , при котором $m\omega_2^2 r_1 = ch_{\text{макс}} + T$, начнем снижать угловую скорость до ω_3 , когда наступит равновесие между центробежной силой и силой пружины $m\omega_3^2 r_1 = ch_{\text{макс}}$. Движения муфты при этом не произойдет, поскольку действующая и противодействующая силы в данном положении равны. При дальнейшем снижении угловой скорости ротора ω движение муфты регулятора начнется только после того, как центробежная сила грузов окажется меньше разности сил пружины и трения.

В пределах заштрихованной области изменение угловой скорости не может вызвать движение муфты регулятора. Следовательно, это будет зона застоя, или нечувствительности.

Ширина зоны нечувствительности может быть найдена из условия $m\omega_1^2 r - m\omega_5^2 r = 2T$, отсюда

$$mr(\omega_1^2 - \omega_5^2) = 2T. \quad (1.14)$$

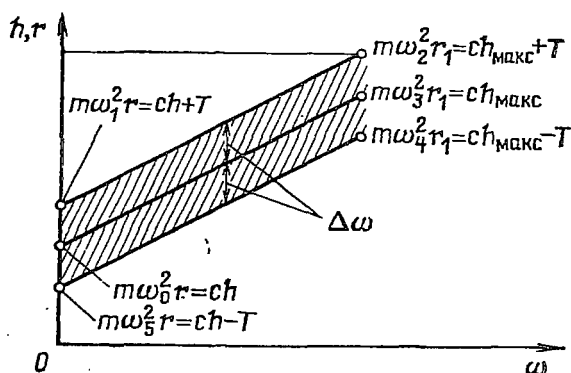


Рис. 1.14. Влияние сил трения на работу регулятора

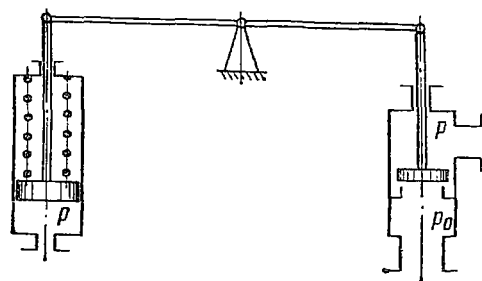


Рис. 1.15. Регулятор давления пара

Подставляя в (1.14) $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_0 = \omega_0 - \omega_5$, получаем

$$mr[(\omega_0 + \Delta\omega)^2 - (\omega_0 - \Delta\omega)^2] = 4mr\omega_0\Delta\omega = 2T,$$

$$\text{или } mr\omega_0^2 2\Delta\omega/\omega_0 = T.$$

Ширина зоны нечувствительности определяется значением $2\Delta\omega$, а степень нечувствительности ϵ будет равна

$$\epsilon = 2\Delta\omega/\omega_0 = T/(mr\omega_0^2). \quad (1.15)$$

Величина $P = mr\omega_0^2$ называется поддерживающей силой регулятора скорости. Тогда

$$\epsilon = T/P. \quad (1.16)$$

На рис. 1.15 изображен регулятор давления простейшего, поршневого типа, предназначенный для автоматического поддержания давления пара в какой-либо камере. При повышении давления p в камере регулятор давления воздействует на клапан, который прикрывает подвод в нее пара из котла.

Усилие на поршень регулятора давления, равное pF , уравнивается усилием ch пружины сжатия, т. е.

$$pF = ch. \quad (1.17)$$

Как и для регулятора скорости, можно записать $(p + \Delta p)F = ch + T$, а также $(p - \Delta p)F = ch - T$. Отсюда $2\Delta pF = 2T$, или $\Delta pF = T$. Разделим полученное равенство почленно на (1.17):

$$\Delta p/p = T/ch = T/pF.$$

Здесь степень нечувствительности равна

$$\epsilon = \Delta p/p = T/(pF). \quad (1.18)$$

1.11. Сервомоторное регулирование

Выше уже говорилось о том, что в современных турбинах невозможно непосредственное регулирование частоты вращения n , при котором регулятор скорости перемещает клапан турбины. Поэтому применяют систему регулирования, при которой регулятор скорости управляет вспомогательным усилителем, перемещающим клапаны турбины. Для регулирования подавляющего большинства турбин в СССР и за рубежом применяют гидравлические усилители.

На рис. 1.16 изображен усилитель простейшего типа. Регулятор скорости 1 перемещает золотник 2, который управляет подводом жидкости в верхнюю и нижнюю полости поршневого механизма 3, называемого сервомотором. Движение поршня прекращается только тогда, когда золотник находится в среднем положении.

Отличительная особенность такой системы регулирования — одинаковое положение муфты регулятора скорости при всех положениях поршня сервомотора. Отсюда следует, что в отличие от системы непосредственного регулирования (рис. 1.6) эта система регулирования будет автоматически поддерживать постоянную заданную частоту вращения ротора при всех нагрузках турбины. Такая система регулирования называется *изодромной*. Аналогично все автоматические системы, поддерживающие любой регулируемый параметр на строго заданном уровне, называются *изодромными*.

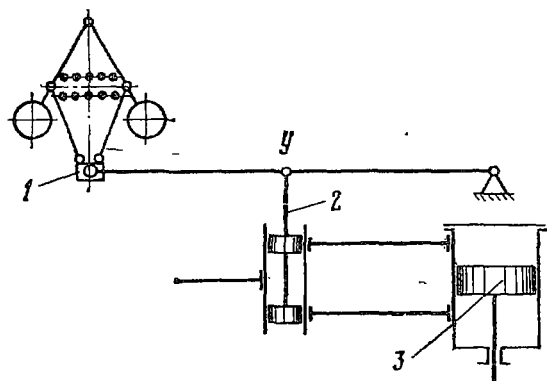


Рис. 1.16. Система сервомоторного регулирования без обратной связи

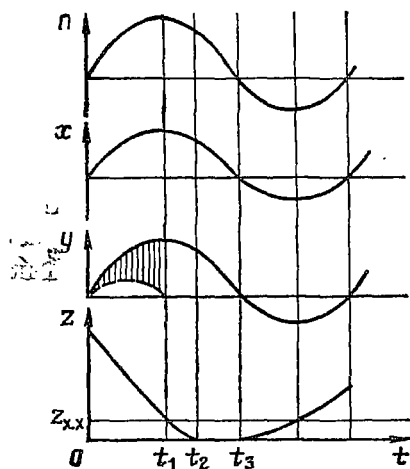


Рис. 1.17. Процесс регулирования при сбросе нагрузки

Рассмотрим процесс регулирования частоты вращения вала турбины с помощью подобной системы после сброса нагрузки с агрегата. Ход процесса изображен на рис. 1.17. При сбросе нагрузки избыток паровой мощности разгоняет ротор турбины (кривая n). Соответственно перемещается вверх муфта регулятора скорости (кривая x). Муфта перемещает вверх золотник (кривая y). При этом жидкость направляется в верхнюю полость сервомотора, нижняя часть которого соединяется со сливной камерой, и поршень сервомотора опускается вниз, прикрывая доступ пара в турбину.

Как только расход пара станет равным расходу холостого хода турбины (в момент времени t_1), частота вращения ротора перестанет возрастать. Но муфта регулятора скорости в это время будет находиться в верхнем положении. Соответственно в верхнем положении будет находиться и золотник. Жидкость будет продолжать поступать в верхнюю полость сервомотора и его поршень начнет двигаться вниз вплоть до полного закрытия клапана (до момента времени t_2). При этом расход пара в турбине станет уменьшаться в сравнении с расходом при холостом ходе ($z_{x,x}$) до нуля, а частота вращения ротора будет снижаться до тех пор, пока золотник не вернется в среднее положение. После этого при непрекращающемся

щемся снижении частоты вращения ротора муфта регулятора опустит золотник ниже его среднего положения и масло направится в нижнюю полость сервомотора. Поршень пойдет вверх, и когда расход пара превысит уровень холостого хода, начнется повышение частоты вращения ротора, а вместе с ним и подъем муфты регулятора угловой скорости ротора и золотника. Поскольку в данном случае при расходе пара на уровне холостого хода муфта регулятора скорости и золотник будут находиться ниже среднего положения, продолжится увеличение расхода пара в турбину и соответствующее возрастание частоты вращения ротора турбины. Таким образом, будет происходить колебательное движение всей системы регулирования, пока на уровне холостого хода не установится новое равновесное состояние.

Колебательного движения могло бы не быть, если бы при достижении клапаном уровня холостого хода золотник пришел в среднее положение. Естественным решением возникшей задачи является связь перемещения золотника с перемещением поршня сервомотора. Правда, теперь при движении поршня сервомотора открытие золотника будет меньшим (заштрихованная область под кривой y), соответственно уменьшится и скорость движения поршня сервомотора вниз, но при этом возможен переход на уровень холостого хода турбины без колебательного движения. Уменьшение скорости движения поршня сервомотора вредно скажется на быстроте закрытия регулирующих клапанов турбины, что приведет к повышению частоты вращения ротора турбины при сбросах нагрузки, а это опасно для турбины.

Практика показала, что и в этих условиях удастся получить достаточно большое быстродействие систем регулирования, обеспечивающее полную безопасность турбоагрегата даже в условиях сброса максимальной нагрузки.

На рис. 1.18 изображена простейшая система регулирования с выключением

золотника от поршня сервомотора. В ней каждому положению поршня сервомотора 3 при среднем положении золотника 2 соответствует вполне определенное положение муфты 1 регулятора угловой скорости и, следовательно, вполне определенная частота вращения турбины. Значит, в данном случае пришлось вновь вернуться к системе регулирования с определенной, отличной от нуля степенью неравномерности.

Прежде чем решать вопрос о необходимости перехода к изодромной системе, выясним, какая система регулирования нужна для эксплуатации агрегата.

Как показал разбор условий работы турбины в энергосистеме большой мощности, степень неравномерности системы регулирования по существу определяет распределение внешней нагрузки между параллельно включенными агрегатами и удержание нагрузки на агрегате при стабильной частоте переменного тока. Раньше предполагалось, что именно таким образом можно создать условия для правильного распределения нагрузки между агрегатами. Выбирая меньшие неравномерности для турбин, обеспечивающих поддержание стабильной частоты, и большие для турбин, работающих в условиях базовой нагрузки, можно добиться наибольшей экономичности системы при всех режимах ее работы. Для этой цели в междуна-

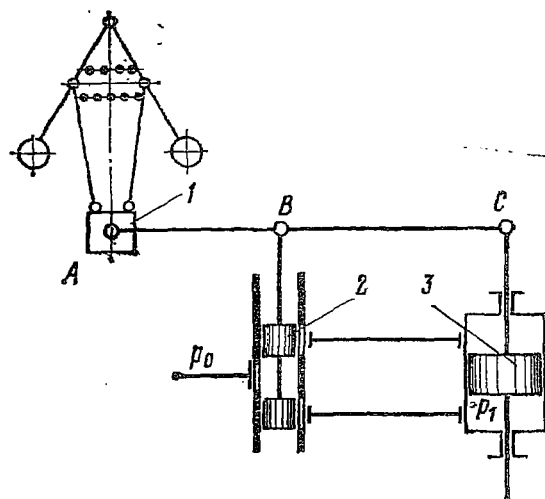


Рис. 1.18. Система сервомоторного регулирования с обратной связью

родной практике разрешается иметь повышенную местную степень неравномерности системы автоматического регулирования (САР) в пределах $0,9-1,0 N_{\text{макс}}$, поскольку именно в этих пределах работают турбины, несущие базовую нагрузку. Но этот принцип не обеспечивает правильного распределения нагрузки. Пользуясь уравнением (1.10), можно написать для отдельного агрегата соотношение:

$$\Delta N_1 = (\Delta n/n_0) (N_{\text{эл.макс}}/\delta_1).$$

Деля это равенство почленно на (1.10), получаем

$$\frac{\Delta N_1}{\Delta N} = \frac{N_{\text{эл.макс}}}{\delta_1} \bigg/ \sum_i \frac{N_{\text{эл.макс}}}{\delta_i}. \quad (1.19)$$

Из равенства (1.19) видно, что отдельный агрегат примет тем большую долю изменения нагрузки, чем меньше степень неравномерности регулирования δ_1 и больше мощность агрегата. Но для поддержания частоты тока сети с точки зрения экономики выгоднее использовать наименее экономичные турбины прежних выпусков и, как правило, меньшей мощности. Последнее обстоятельство и затруднило решение поставленной задачи. Что-

бы турбины меньшей мощности воспринимали большую часть изменения нагрузки сети, необходимо значительно снизить неравномерность регулирования данного агрегата. При достаточно малой степени неравномерности возможно появление самопроизвольных колебаний систем регулирования (неустойчивый процесс). Поэтому в настоящее время распределение нагрузки между параллельно включенными агрегатами осуществляется действием оперативного персонала электростанций или специально создаваемыми для этого станционными регуляторами частоты.

Такие регуляторы действуют параллельно с САР турбин, обеспечивая более качественное распределение нагрузки между параллельно включенными агрегатами. Действие автоматических систем всегда корректируется операторами в зависимости от состояния оборудования. При использовании станционных регуляторов частоты тока сети распределение нагрузки между параллельно работающими агрегатами корректируется смещением их статических характеристик.

Глава вторая

Элементы регулирования

2.1. Регулирующие клапаны

Пропуск пара в турбину осуществляется через регулирующие органы. Основной регулирующий орган — клапан.

На рис. 2.1 схематически изображен обычный односедельный клапан. Конструкция клапана должна удовлетворять нескольким требованиям эксплуатационного характера. Первое — клапан 4 должен плотно прикрывать седло 5, чтобы через него по возможности не проходил пар, когда требуется остановить турбину. Важность этого требования определяется безопасностью работы агрегата. Поэтому в настоящее время разрабатывают-

ся специальные требования по проверке плотности клапанов. Клапан может зависнуть в направляющих 3 штока 1. Чтобы исключить это, в клапанах не применяются сальниковые набивки, слишком большая затяжка которых может привести к заеданию штока. Кроме того, поскольку направляющие находятся в крышке корпуса 2 клапана, возможен перекося осей штока и седла. Поэтому обычно клапан шарнирно укрепляется на штоке. В настоящее время клапан выполняется часто целиком со штоком, чем ужесточается требование центровки расточки 3 и седла. Шток в расточке должен иметь достаточно длинную направляющую, поскольку момент

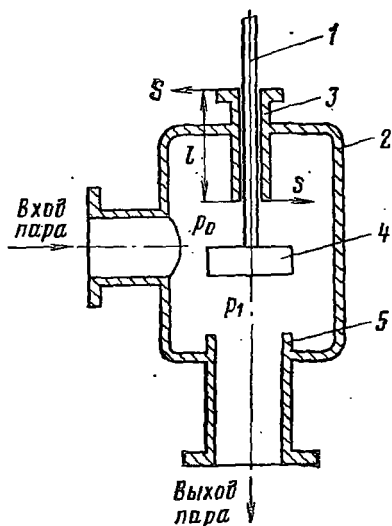


Рис. 2.1. Регулирующий клапан

силы от давления пара на клапан уравнивается парой сил S . При одинаковом моменте сила S будет тем меньше, чем больше плечо l , так как $M = Sl$. Одновременно длина l определяет утечку пара из корпуса; последняя тем меньше, чем больше l .

Второе условие — наименьшее дросселирование в клапане при его полном открытии. По i, s -диаграмме (рис. 2.2) видно, что при одном и том же противодавлении процесс дросселирования (переход из точки 1 в точку 2) идет с неизменным значением i , т. е. теплота не теряется, но удельная работоспособность (работоспособность 1 кг пара) — перепад H_0 — уменьшается до H_1 . Таким образом, потеря от дросселирования определяется недоиспользованием теплоперепада при расширении пара (точки 3 и 4). Теплоперепад H_0 определяется возможностью его использования в турбине. Поэтому, если ту же турбину присоединить к источнику пара с более высокими параметрами, а затем сдросселировать пар до параметров, определяемых точкой 1, потеря на дросселирование не будет определяться перепадом 5 — 6. Такой перепад невозможно использовать в данной турбине и поэтому его нельзя относить к потере данной установки. Расход топлива в котле будет одинаковым как при выработке пара с параметрами точки 1, так и с параметрами точки 5.

Дополнительная потеря в данном случае будет определяться только потерей в питательном насосе, который будет сжимать воду до большего давления.

Отсюда становится понятным, почему при работе на скользящем давлении, т. е. когда мы получаем пар с параметрами точки 2 от котла и нет дросселирования (клапаны открыты полностью), выигрыш получается почти только за счет уменьшения затрат энергии в питательном насосе. Если в этом случае в котел подавать воду, дросселируя давление питательной воды до давления питательной воды в точке 2, выигрыш практически сведется к нулю и турбина на скользящем давлении будет работать так же, как и при дроссельном парораспределении. ??? а т. е. чем тем.

Если турбина рассчитана на теплоперепад H_0 , а работает с перепадом H_1 , потеря теплоты будет определяться Δh . Значение Δh может быть достаточно большим, поэтому дросселирование в клапанах при полной нагрузке следует уменьшать насколько возможно.

Используя клапан как регулирующий орган, желательно получать линейную характеристику пропускной способности клапана, когда пропуск пара будет пропорционален подъему клапана.

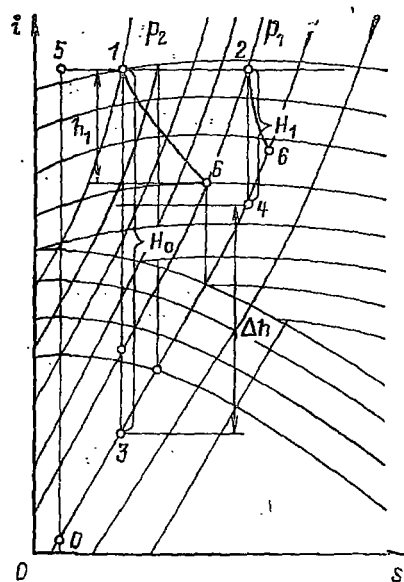


Рис. 2.2. Процесс расширения пара в турбине на i, s -диаграмме

В начальный момент открытия клапана, когда теплоперепад на нем больше критического, пар будет протекать через клапан с критической скоростью, постоянной для данных параметров пара перед клапаном. В этом случае пропуск пара пропорционален его подъему. В последующем, когда давление за клапаном возрастает (за счет сопротивления лопаточного аппарата) и перепад на клапане станет меньше критического, скорость течения пара через клапан снизится и тому же подъему клапана будет соответствовать меньший расход пара.

На рис. 2.3 представлена расходная характеристика обычного односедельного клапана. Для ее спрямления необходимо прежде всего уменьшить приращение расхода ($\Delta G = G_1 - G_2$) пара на начальном участке открытия клапана. Для этого применяются соответствующее изменение формы тела клапана или профилированные окна на его цилиндрической части (рис. 2.4). В современных турбинах большой мощности чаще идут на увеличение числа регулирующих клапанов. На рис. 2.3 показано, как в случае увеличения числа регулирующих клапанов спрямляется расходная характеристика парораспределения.

На регулирующий клапан действует усилие, создаваемое паром. Составим уравнение равновесия сил, которые действуют на клапан, изображенный на рис. 2.1:

$$R = (p_0 \pi / 4) (d_1^2 - d_{ш}^2) - \pi d_1^2 p_1 / 4, \quad (2.1)$$

где R — усилие на штоке клапана.

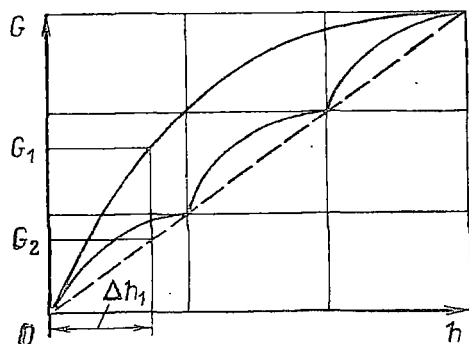


Рис. 2.3. Расходная характеристика клапана

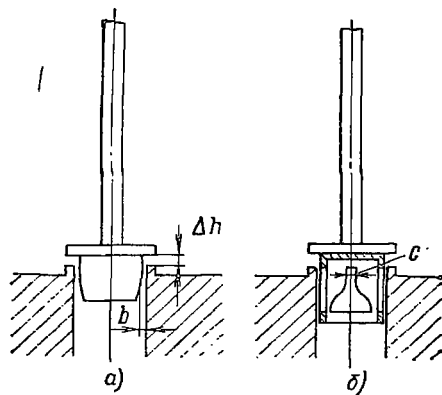


Рис. 2.4. Клапаны цельный (а) и полый (б) для спрямления расходных характеристик: b — зазор между седлом и клапаном; c — ширина наиболее узкой части окна клапана

Минимальная разность давлений достигается при максимальном открытии клапана. Эта разность и определяет потерю на дросселирование пара. Когда клапан полностью закрыт, на него действует максимальная сила

$$R_{\max} = (p_0 \pi / 4) (d_1^2 - d_{ш}^2).$$

В момент начала подъема клапана это усилие определяется растягивающим напряжением в штоке

$$R_{\max} = (\pi / 4) d_{ш}^2 \sigma_{\max},$$

где $\sigma_{\max}$ — максимальное растягивающее напряжение в штоке клапана.

Отсюда можно определить диаметр штока клапана $d_{ш}$:

$$d_{ш} = d_1 \sqrt{\frac{p_0}{p_0 + \sigma_{\max}}}.$$

Определим значения некоторых величин при условии, что при полном открытии клапана $R = 0$. Отметим, что если на всем ходе клапана $R > 0$, на шток действуют только растягивающие усилия, если $R < 0$, появляются усилия, выталкивающие клапан. Смена знака усилия R может привести к пульсации клапана, что недопустимо, особенно при больших давлениях пара.

Подставим в уравнение (2.1) значение $d_{ш}$, полученное из условий прочности штока, при условии $R = 0$:

$$p_0 \left(d_1^2 - \frac{p_0 d_1^2}{p_0 + \sigma_{\max}} \right) - p_1 d_1^2 = 0.$$

Отсюда относительная потеря на дросселирование при полностью открытом клапане равна

$$\frac{p_0 - p_1}{p_0} = \frac{p_0}{p_0 + \sigma_{\max}} = \frac{1}{1 + \sigma_{\max}/p_0} \quad (2.2)$$

Чем выше давление p_0 , тем большим приходится принимать $\sigma_{\max}$ или, потерю давления в клапане.

Рассмотрим, например, два клапана, рассчитанных на давление 13 и 24 МПа. Примем в обоих случаях $\sigma_{\max} = 60$ МПа. Тогда в первом случае

$$\frac{p_0 - p_{10}}{p_0} \approx \frac{1}{1 + 60/13} = 0,178, \text{ отсюда}$$

$$p_0 - p_{10} = 2,32 \text{ МПа,}$$

а во втором случае

$$\frac{p_0 - p_{10}}{p_0} \approx \frac{1}{1 + 60/24} = 0,286, \text{ или}$$

$$p_0 - p_{10} = 6,87 \text{ МПа.}$$

Чтобы максимально снизить потерю на дросселирование, необходимо принять более высокое напряжение в штоке, применив материал более высокого качества. Увеличение диаметра штока не может привести к уменьшению потери на дросселирование, иначе при полностью открытом клапане появятся значительные выталкивающие усилия, действующие на шток, что приведет к пульсации клапана при переходе через точку равновесия сил.

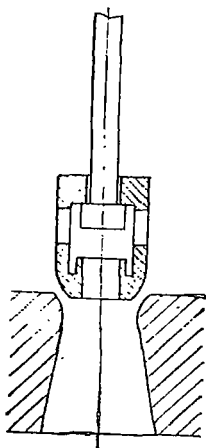


Рис. 2.5. Применение разгрузочного клапана

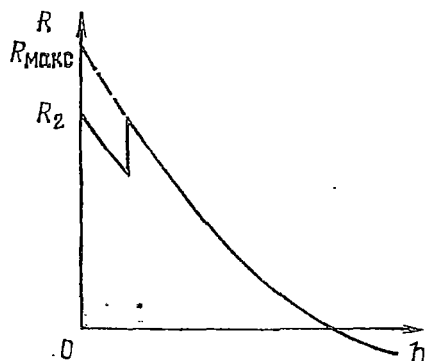


Рис. 2.6. Силовая характеристика клапана

Более радикальный способ снижения усилий на шток — применение паровой разгрузки клапана.

На рис. 2.5 показан один из способов разгрузки, применяемый в паротурбинных агрегатах. При движении штока вверх сначала поднимается только разгрузочный клапан малого диаметра. Его открытие увеличивает давление за клапаном и тем уменьшает усилие на шток. Как только разгрузочный клапан упрется в основной, начнется их совместное перемещение. При этом усилие R увеличится (рис. 2.6), но все-таки не достигнет значения $R_{\max}$, которое было бы при начале подъема большого клапана без разгрузки.

В турбинах ЛМЗ применяется клапан с большей разгрузкой (рис. 2.7). Подвижная часть большого клапана уплотняется кольцами 2. При закрытом разгрузочном клапане во внутреннюю полость клапана пар поступает через зазор между штоком 1 и буксой или по специальному отверстию 3. В этой полости создается полное давление и клапан плотно прижимается к седлу не только разгрузочным клапаном, но и паром. При открытии клапана сначала поднимается разгрузочный клапан и давление во внутренней полости приближается к давлению за клапаном. Наружный большой клапан теперь нагружается только разностью давлений $p_0 - p_1$ на разность площадей, определяемых посадочным диаметром d_n и диаметром уплотняющих колец d_y , прижимаемых к внутренней расточке клапана. Поскольку в данном случае разгрузка

определяется разными диаметрами клапана, значение и знак парового усилия могут быть выбраны при проектировании. При эксплуатации этих клапанов обнаружались недостатки: истирание разгрузочных колец и занос их солями, что приводит к существенному изменению усилий, действующих на клапан; создание пониженного давления за клапаном при обтекании его паром, что вызывает дополнительную разгрузку клапана, в результате чего он начинает колебаться на высоту хода разгрузочного клапана. Такая вибрация может привести к повреждениям клапана. Главный и разгрузочный клапаны подвешены свободно на штоке, что позволяет клапанам хорошо прикрывать седла. Для того чтобы клапан не вращался под действием давления пара, на его наружной поверхности устанавливаются шпонки, предотвращающие вращение клапана, а свободное перемещение по шпонкам определяется достаточно большими зазорами в пазах.

В турбинах широкое применение нашли комбинированные стопорно-регулирующие клапаны, в которых уменьшено дросселирование при перетекании пара из стопорного клапана в

регулирующие. Впервые экономичную конструкцию стопорно-регулирующего клапана применила фирма «Броун — Бовери». В одну и ту же горловину пар с одной стороны подводится, а с другой отводится. В этом случае пар дросселируется лишь один раз, что уменьшает потерю на дросселирование, но поток пара дважды меняет направление движения в клапанах, что несколько увеличивает потерю.

ХТГЗ предложил конструкцию, в которой пар имеет только один поворот, что, как показали расчеты, дает существенное (почти в два раза) снижение потерь на дросселирование в стопорных и регулирующих клапанах. На рис. 2.8 изображен продольный разрез подобного клапана. В корпус 1 подводится пар от источника питания. Дроссельный клапан 3 закрытого типа имеет разгрузочный клапан и опирается на нижнюю часть седла 2. Клапан открывается через траверсу 7 рычагом с кулачным приводом, а прикрывается с помощью пружин 8. Шток 6 регулирующего клапана проходит внутри трубчатого штока 5 стопорного клапана 4, опирающегося на то же седло, только на верхнюю его часть. Стопорный клапан, так же как и регулирующий, имеет свой разгрузочный клапан. Перед подъемом стопорного клапана сначала открывается разгрузочный клапан и соединяет полость внутри клапана с полостью над ним, в результате давление над клапаном и под ним выравнивается и стопорный клапан колокольного типа оказывается разгруженным. Привод стопорного клапана осуществляется с помощью рычага 9, шарнирно связанного со штоком сервомотора стопорного клапана.

Недостатком рассмотренного клапана является то, что при попадании под клапан твердого предмета сразу выходят из строя оба клапана: стопорный и регулирующий. При этом гибель турбины почти неминуема. Установка сита перед клапанами, казалось бы, не устраняет полностью эту опасность, но многолетний опыт эксплуатации клапанов подобного

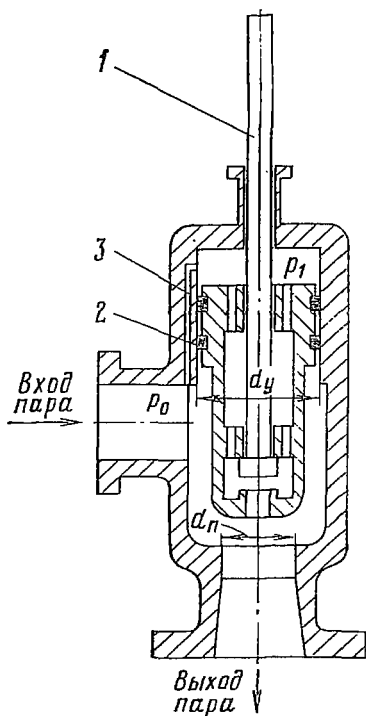


Рис. 2.7. Клапан ЛМЗ с разгрузкой

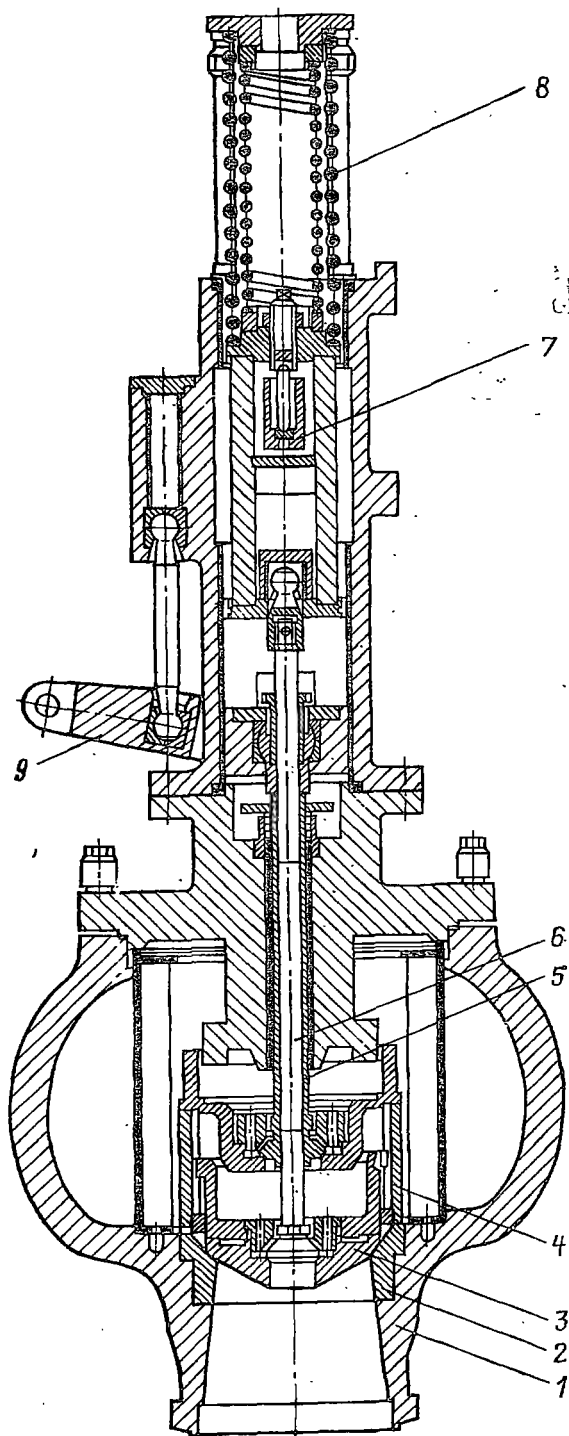


Рис. 2.8. Комбинированный клапан ХТЗ

типа не подтвердил выдвинутого предположения. Ни одного случая выхода из строя клапанов подобного типа не было отмечено, и поэтому можно считать, что опасения были напрасны.

Для пара с низкими и средними параметрами получили широкое распространение двухседельные клапаны.

Конструкция их очень проста (рис. 2.9). Два клапана, жестко связанные друг с другом, закрывают два седла. При этом на клапаны действуют усилия пара, взаимно уравновешивающие друг друга.

Условие равновесия можно записать в виде

$$R = p_0 \frac{\pi}{4} d_1^2 + p_{\Delta} \pi d_1 \Delta - p_0 \frac{\pi}{4} d_2^2 + \\ + p_{\Delta} \pi d_2 \Delta + \frac{\pi}{4} (d_2 - \Delta)^2 p_1 - \\ - p_1 \frac{\pi}{4} (d_1 + \Delta)^2;$$

или

$$R = p_0 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) + p_1 \frac{\pi}{4} \times \\ \times [(d_2 - \Delta)^2 - (d_1 + \Delta)^2] + \\ + p_{\Delta} \pi (d_1 + d_2) \Delta.$$

Чтобы получить малое значение R , примем $d_1 = d_2$. Тогда $R = 2p_{\Delta}\pi d\Delta - \pi p_1 d\Delta$, или $R = \pi d\Delta (2p_{\Delta} - p_1)$.

Из равенства видно, что получить $R = 0$ невозможно. Давление p_{Δ} на обеих кроющих кромках действует на клапан в одном направлении. Нельзя выбрать размер кроющих кромок таким, чтобы силы, действующие на них, всегда уравновешивали

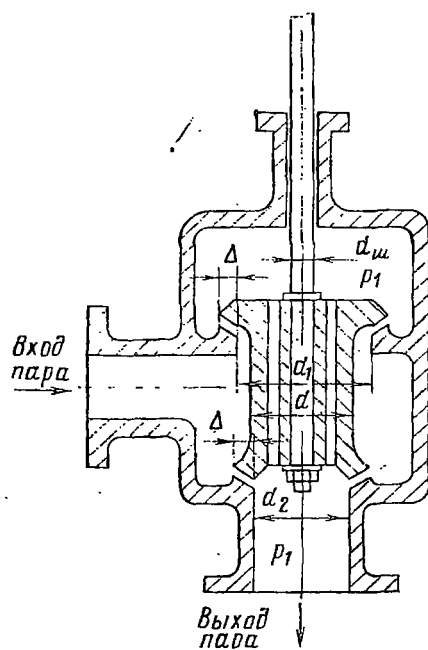


Рис. 2.9. Двухседельный клапан

одна другую. Можно, конечно, попытаться выбрать $2p_{\Delta} = p_1$, но, поскольку оба давления переменны, практически невозможно сохранить это равенство при всех открытиях клапана. При этом следует учесть, что если можно получить $R = 0$ при каком-то одном соотношении p_{Δ} и p_1 , то при изменении этих величин усилие R может быть достаточно велико.

При создании двухседельных клапанов возникли и другие затруднения. В том виде, в каком клапан изображен на рис. 2.9, его невозможно вынуть из корпуса. Чтобы это можно было сделать, необходимо выполнить условие $d_2 < d_1$, но тогда появится выталкивающее усилие, что плохо потому, что при исчезновении внешнего, прижимающего усилия клапан откроется и может произойти авария. Поэтому все клапаны прижимаются паровыми усилиями к седлу. Можно, конечно, подвести пар сверху и при $d_2 < d_1$ получить вынимающийся клапан и паровые усилия, действующие в сторону закрытия клапана. В этом случае зазор между штоком и втулкой будет всегда под полным паровым давлением p_0 , что приведет к возрастанию утечки.

Некоторые турбостроительные фирмы, чтобы получить близкие размеры d_2 и d_1 и сохранить подвод пара из центра клапана, применяли вынимающееся верхнее седло. Но в этом случае не только усложнялась конструкция, но и возникала постоянная неплотность, через которую пар проникал в турбину и увеличивал возможность трогания ротора с места при достаточном вакууме за ней.

При переходе на высокие и сверхкритические параметры пара проявился еще один недостаток двухседельных клапанов, практически полностью исключивший возможность их применения, — невозможность обеспечить плотное закрытие двух седел одновременно.

Одновременная подгонка обоих седел всегда проводится при монтаже холодного клапана. При пуске и работе турбины тело клапана и его корпус не могут прогреться одина-

ково. Корпус, соприкасающийся с внешними деталями, прогревается меньше, чем тело клапана, и тогда плотного закрытия клапана не будет, так как верхняя кроющая кромка клапана отстает от седла. Разница температур клапана и корпуса часто достигает 50°C . Температурный коэффициент линейного расширения обычной перлитной стали составляет 0,000013, т. е. при увеличении температуры на 100°C длина стальной детали увеличивается на 1,3 мм/м. Клапан, длина которого в холодном состоянии равнялась 100 мм, в этом случае (при разности температур 50°C) удлинится по сравнению с корпусом на 0,06 мм, что при высоком начальном давлении пара приведет к значительному пропуску его при критической скорости истечения через щель. Этот недостаток привел к тому, что от двухседельных клапанов отказались все заводы, выпускающие турбины на высокие параметры пара.

При росте скорости пара быстрее изнашиваются кроющие кромки клапанов, что также приводит к появлению их неплотности.

Стремление устранить рассмотренные недостатки клапанов привело к появлению еще одного типа клапанов — клапана двойного дросселирования (рис. 2.10). Клапан 1 односедельный, но имеет юбку 2, закрывающую

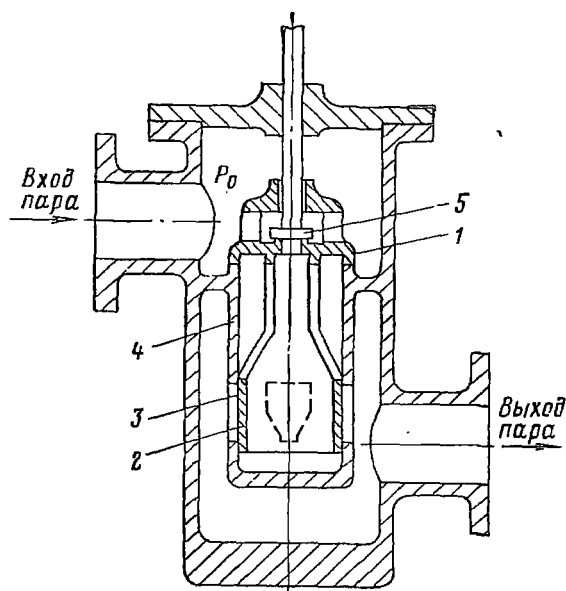


Рис. 2.10. Клапан двойного дросселирования

дроссельные окна 3 в буксе 4. Принципиальное отличие клапана от других [3] заключается в следующем. В клапане имеется небольшой разгрузочный клапан 5. Перед открытием большого клапана подъем разгрузочного клапана позволяет поднять давление в замкнутой полости 4 до значения, близкого к p_0 . Поэтому открытие большого клапана происходит с относительно малыми усилиями, определяемыми малым значением $p_0 - p_1$. Далее по мере открытия большого клапана начинают открываться дроссельные окна, выполненные с таким расчетом, чтобы разность давлений $p_0 - p_1$ сохранялась примерно на постоянном уровне. При этом все дросселирование пара происходит в окнах, плотное закрытие которых не определяет плотности большого клапана. Через большой и разгрузочный клапаны пар проходит с малым перепадом давления, и поэтому их кромки практически не изнашиваются. Разгрузка большого клапана близка к максимальной на протяжении всего хода клапана.

Единственный недостаток такого клапана — большие размеры его по сравнению с обычным, односедельным клапаном. Потеря давления определяется выбором соответствующих размеров клапана. В [3] приведена конструкция такого клапана, спроектированного для турбины на начальное давление 9 МПа и размещенного в старом корпусе на те же параметры пара. Следовательно, и по размерам клапан ненамного превосходит клапаны существующих типов. Дополнительное преимущество клапана — простое выполнение, примерно линейная расходная характеристика. Определенный недостаток клапана — необходимость иметь сравнительно малые зазоры между подвижной и неподвижной его частями. Для устранения заеданий следует выполнять остроконечные выступы на подвижной части. Клапан такого типа проработал в качестве стопорного на турбине с начальным давлением пара 3 МПа больше 25 лет, но за это время не было ни одного случая его за-

еданий, причем ни разу не пришлось проводить специальную притирку клапана. Еще один клапан такого типа был установлен в качестве дроссельного, и было обнаружено, что он при работе не производит того большого шума, который был при работе клапана обычной конструкции тех же размеров.

2.2. Сервомоторы

Наибольшее распространение получили гидравлические сервомоторы с поступательным движением поршня (см. рис. 1.18). Сервомотор управляется перемещением цилиндрического золотника 3. Рассмотрим преимущества подобного сервомотора. При использовании несжимаемой жидкости и для привода сервомотора при неподвижном поршне нет ее расхода. Отсюда малые затраты энергии в нормальных условиях эксплуатации. Далее, что очень важно для систем регулирования, при малейшем смещении золотника из среднего положения на поршне сервомотора практически мгновенно появляется полный перепад давления, что способствует повышению быстродействия. Наконец, привлекает простота конструкции, а отсюда и высокая надежность таких сервомоторов. Недостаток сервомоторов подобного типа — отказ в работе при прекращении подачи рабочей жидкости. Соответственно требуется организация резервного питания сервомоторов. При этом в зависимости от направления действия усилий, для преодоления которых установлен сервомотор, может произойти либо открытие, либо закрытие регулирующих органов. Конечно, целесообразнее получить закрытие регулирующих органов, что безопасно для агрегата. Поэтому, как было показано выше, при проектировании регулирующих клапанов стремятся выбирать такую их конструкцию, в которой при полном открытии клапана паровые усилия были бы направлены в сторону из закрытия.

На рис. 2.11 показана диаграмма усилий, действующих на поршень сер-

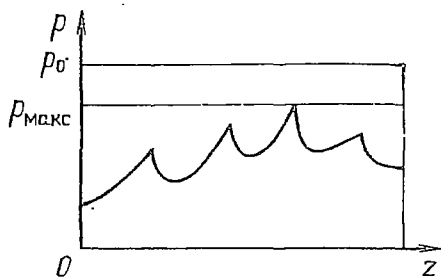


Рис. 2.11. Диаграмма усилий на поршень сервомотора

вомотора, изображенного на рис. 1.18. Максимальное давление на одну из сторон поршня близко к p_0 . Разность давлений $p_0 - p_{\text{макс}}$ определяется сопротивлением трубопровода при подводе жидкости к сервомотору. При расчете следует учитывать, что если при неподвижном поршне разность давлений $p_0 - p_{\text{макс}} \approx 0$, то в динамике, когда происходит быстрое перемещение поршня сервомотора, расход жидкости резко возрастает и потеря давления на преодоление сопротивления трубопровода может достигать $0,5p_0$. Поэтому для покрытия потери давления в условиях сброса нагрузки иногда приходится держать в работе два насоса, хотя при медленно движущемся поршне, даже при питании сервомотора только от одного насоса, разность $p_0 - p_{\text{макс}}$ не достигает заметного значения.

То же следует отметить и относительно минимального давления p_1 , действующего на другую сторону поршня. Если в нормальных условиях эксплуатации при медленном движении поршня давление p_1 близко к атмосферному, то при быстрых перемещениях поршня оно может значительно повыситься. Все это приводит к сокращению разности давлений $p_{\text{макс}} - p_1$, определяющей перестановочное усилие сервомотора. Поэтому значение этой разности следует выбирать примерно с двойным запасом.

Существенным недостатком усилителей подобного типа является то, что при исчезновении давления жидкости сервомотор оказывается бездействующим, что может привести к развитию аварии.

Такое положение совершенно недопустимо для сервомоторов стопорных клапанов, обеспечивающих безопасность работы турбины и в аварийных ситуациях.

Поэтому, естественно, возник вопрос о закрытии клапана с помощью пружины.

На рис. 2.12, а схематически изображен сервомотор одностороннего действия. В нем, так же как и в сервомоторе с двусторонним подводом жидкости, управление осуществляется отсечным золотником 2, при минимальном смещении которого на поршень сервомотора передается полный перепад давления жидкости. Этим обеспечиваются высокая чувствительность сервомотора и его быстродействие. Для такого одностороннего сервомотора уравнение равновесия сил имеет вид $p_x F - cz = R$, откуда $cz = p_x F - R$. Здесь p_x — давление жидкости под поршнем сервомотора; c — жесткость пружины; z — натяжение пружины.

Таким образом, при постоянной жесткости пружины сервомотора ее натяжение z , зависящее от положения поршня, при неизменном значении внешних усилий R определяется давлением p_x . Изменяя значение p_x , можно изменять положение поршня сервомотора. Давление p_x определяется положением золотника, управ-

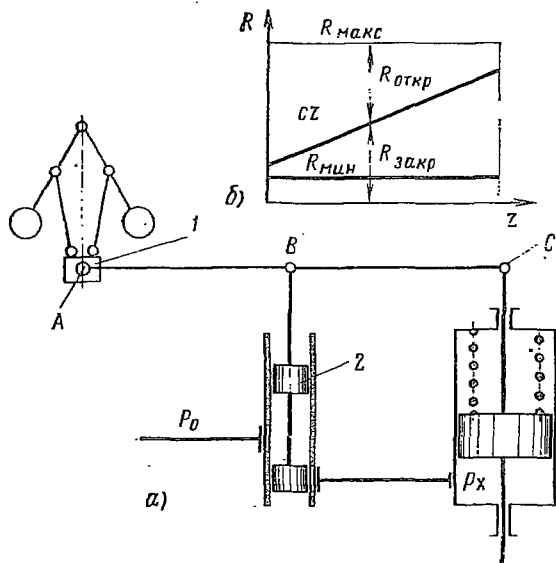


Рис. 2.12. Сервомотор с односторонним подводом жидкости

ляющего сервомотором. Золотник выполняется так, что при его малейшем смещении давление p_x резко изменяется, уравнивая соответствующие изменения R .

На рис. 2.12, б представлена диаграмма усилий на поршне сервомотора без учета усилий, действующих на клапаны. Нижняя часть диаграммы — силы $R_{\text{закр}}$, действующие в сторону закрытия клапанов, верхняя — силы, действующие в сторону открытия. Как видно из диаграммы, направление и характер изменения силы пружины благоприятны для закрытия клапанов. Когда паровые усилия в сторону закрытия максимальны, сила пружины минимальна. При максимальном открытии клапанов паровые усилия минимальны или даже направлены в сторону открытия клапанов — сила пружины в сторону закрытия максимальна. Для сил, направленных в сторону открытия клапана, картина противоположна: при начале открытия клапана превышение усилия давления жидкости над усилием пружины максимальное, при полном открытии клапана та же разность сил минимальная.

Сохранение сервомоторов в запертом положении при отсутствии на них команды обеспечивается введением обратной связи движения поршня сервомотора на золотник управления.

Положение золотника определяется положением командного органа (точка А) 1 и сервомотора (точка С). При возникновении самопроизвольного смещения поршня сервомотора действием рычага обратной связи золотник перемещается в сторону, определяющую возвращение поршня сервомотора в его первоначальное положение, зависящее от предыдущей команды.

В этом отношении сервомоторы обоих типов идентичны. Различие заключается только в том, что в одностороннем сервомоторе больше перетечка жидкости из напорной полости в полость, где расположена пружина. К тому же перетечка возрастает при полностью открытом клапане,

т. е. на основном режиме работы сервомотора. Поэтому для сервомоторов подобного типа важно иметь хорошее уплотнение поршня, иначе для компенсаций утечки золотник будет значительно смещаться из своего среднего положения.

Как уже упоминалось в сервомоторах, показанных на рис. 1.18 и 2.12, положение золотника 2 относительно среднего положения определяет количество протекающей через него жидкости. Диаметр золотника выбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить необходимый пропуск жидкости, когда требуется максимальная скорость движения поршня.

В рассмотренных сервомоторах с отсечным золотником выключение действия командного органа (регулятора скорости) осуществляется с помощью рычага, связывающего его с сервомотором. Это значительно ухудшает условия конструирования систем регулирования, так как необходимо соответственно располагать регулятор и сервомотор для связи их прямым рычагом. Поэтому, естественно, возник вопрос о передаче команд с помощью гидравлических или электрических импульсов.

Принимая p_x в качестве управляющего сигнала, связывают проточный канал золотника с командным органом (рис. 2.13).

Уравнение неразрывности потока жидкости через дроссель 3 и золотник 1 запишем в виде

$$\begin{aligned} \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_x)} &= \\ &= \mu_1 f_x \sqrt{\frac{2}{\rho} p_x} \end{aligned}$$

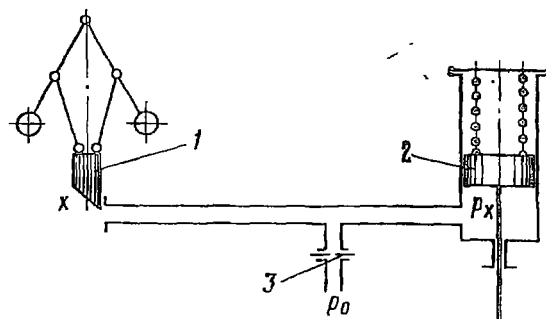


Рис. 2.13. Сервомоторное регулирование с проточным золотником

отсюда при одинаковых значениях коэффициентов расхода $\mu_0 = \mu_1$ получим

$$f_0 \sqrt{p_0 - p_x} = f_x \sqrt{p_x},$$

или

$$p_x = p_0 \frac{1}{1 + (f_x/f_0)^2}. \quad (2.3)$$

Из приведенной зависимости видно, что давление p_x однозначно определяется сечением f_x , обусловленным открытием золотника. Влияет на эту зависимость и сечение f_0 дросселя 3, изменением которого можно независимо от f_x изменять давление p_x , а значит, и положение поршня сервомотора при неизменности внешней команды.

Как видно из рис. 2.13, связь командного органа с управляемым им сервомотором 2 гидравлическая. Расположение обоих узлов не зависит друг от друга, чем упрощается компоновка всей системы регулирования. Но если в рычажных системах расположение поршня сервомотора практически не зависит от положения управляющего отсечного золотника, то в последнем случае давление p_x однозначно определяется сечением f_x и тем самым устанавливается жесткая связь между положениями командного органа x и поршня сервомотора z . В первых двух рассмотренных сервомоторах формально существует та же связь между величинами p_x и z , но это относится только к малому отклонению золотника по отношению к его максимальному ходу $\Delta u_{\max}$.

Это немаловажное отличие определяет влияние сил трения на работу сервомоторов с отсечными (первый тип) и проточными (второй тип) золотниками. Если в первом случае смещение золотника Δu , определяющее изменение давления p_x от $p_{x, \min}$ до $p_{x, \max}$, составляет примерно 0,1 $\Delta u_{\max}$, то во втором $\Delta u = \Delta u_{\max}$.

Определим влияние сил трения на работу системы регулирования. Уравнение равновесия сил на поршне сервомотора в обоих случаях одинаково: $p_x F - cz = R$. При наличии сил трения оно примет вид $p_x F - cz = R \pm T$.

Рассматривая связь начала движения поршня сервомотора с изменением давления p_x , получаем $\Delta p_x F = T$ и $-\Delta p_x F = -T$. Вычитая почленно из первого соотношения второе, найдем $2\Delta p_x F = 2T$. Отсюда ширина зоны нечувствительности, характеризуемая величиной ε , равна

$$\varepsilon = 2\Delta p_x F / (p_x F) = 2T / (p_x F).$$

Эта величина внешне одинакова для сервомоторов обоих типов. Но в действительности между этими величинами имеется большое различие.

Если в первом случае среднее значение давления p_x относится только к малой части полного хода, то во втором — ко всему полному ходу, т. е. для сервомотора с отсечным золотником $\varepsilon = K \Delta u_{\max} p_0 / (p_x F)$, где K — доля полного хода поршня сервомотора, а для сервомотора с проточным золотником $\varepsilon_1 = \Delta u_{\max} p_0 / (p_x F)$. Отсюда $\varepsilon/\varepsilon_1 = K \Delta u_{\max} / \Delta u_{\max} = K$. Таким образом, чем больше значение K , тем больше нечувствительность сервомоторов с отсечными золотниками при тех же силах трения во всей передаче от командного органа до сервомотора включительно.

Соответственно этому влияние изменения p_0 или p_1 по каким-либо внешним причинам скажется на сервомоторе с отсечным золотником в $1/K$ раз меньше, чем с проточным.

Отсюда ясно, что проточные золотники можно и должно применять только для управления сервомоторами с малыми силами трения. Поэтому для перемещения регулирующих клапанов использовать сервомоторы с такими золотниками вряд ли целесообразно. В настоящее время во всем мире применяются системы регулирования с многократным усилением, в которых только в промежуточных ступенях усиления используют сервомоторы с проточными золотниками. Так, в системе с двукратным усилением (рис. 2.14) первая ступень усиления представляет собой командный орган, жестко связанный с проточным золотником 1, который, изменяя давление p_x в линии связи, перемещает поршень сервомотора 2, кото-

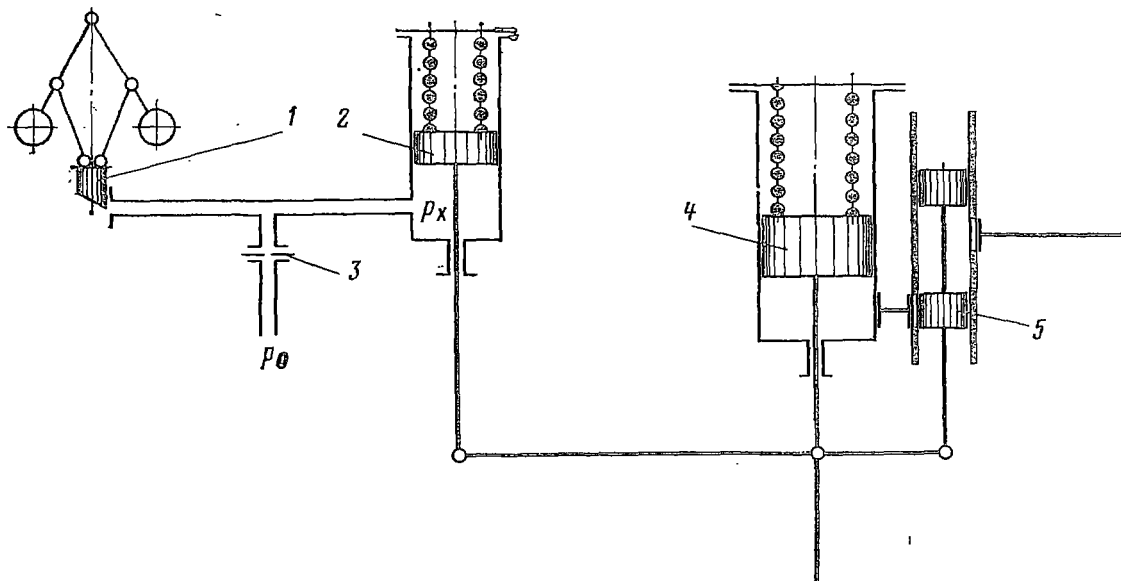


Рис. 2.14. Система регулирования с двукратным усилением

рый в свою очередь перемещает отсечный золотник 5 главного сервомотора. Сервомоторы 2 и 4 конструктивно объединяются в один комплекс, с которым командный орган связан гидравлической линией.

Чаще всего сервомотор совмещается с золотником. При этом между поршнем 4 и золотником устанавливается пружина, воспринимающая переменное давление, а обратная связь от главного сервомотора передается на опору той же пружины.

Скорость движения поршней сервомоторов определяет по существу быстродействие системы регулирования. Особенно высокие требования к быстродействию выдвигаются в аварийных условиях эксплуатации. Скорость движения поршня в основном определяется объемом вытесняемой им жидкости, усилиями и сечением, открываемым золотником. Вместе с тем площадь поршня выбирается из расчета максимального усилия, преодолеваемого сервомотором при полном его закрытии.

Для существенного уменьшения площади поршня и как следствие — уменьшения количества вытесняемой жидкости ЛМЗ на современных мощных турбоагрегатах применяют главные сервомоторы с так называемыми телескопическими поршнями (рис. 2.15). Поршень состоит из двух

частей: наружной и внутренней. При подводе жидкости под поршень ее давление действует одновременно на внутреннюю и наружную части поршня и поднимает клапан, преодолевая максимальное паровое усилие на него. При дальнейшем подъеме клапана, когда это усилие существенно умень-

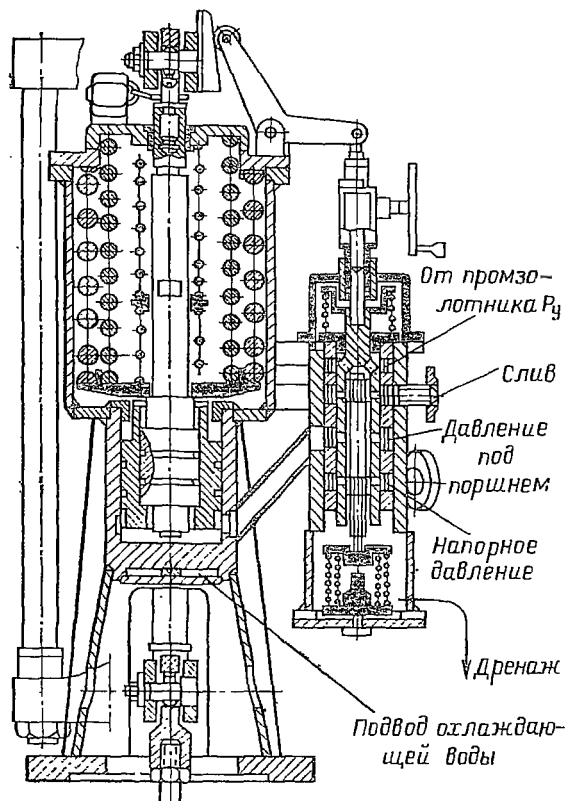


Рис. 2.15. Сервомотор с телескопическим поршнем

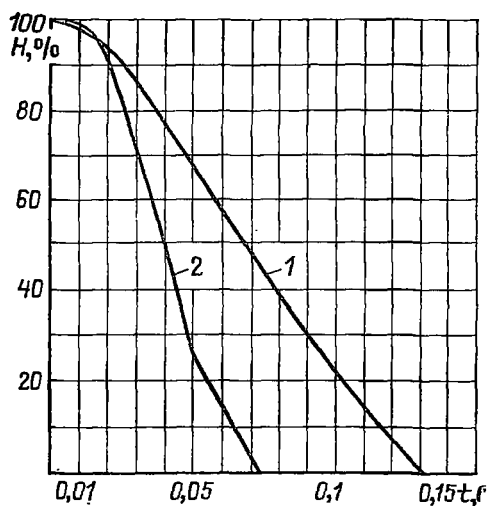


Рис. 2.16. Характеристика движения телескопического поршня

шается, наружная часть поршня упирается в специальный выступ на цилиндре и останавливается. После этого подъем клапана происходит под действием только внутренней части поршня.

Так как диаметр внутренней части поршня значительно меньше диаметра наружной, объем вытесняемой рабочей жидкости соответственно уменьшается.

На рис. 2.16 приведены результаты испытаний сервомотора при полном открытии золотника. Кривая 1 показывает характер движения обычного, нетелескопического поршня. Кривая 2 характеризует движение телескопического поршня. В момент открытия наружной части поршня его движение резко замедляется. Как видно из приведенных характеристик, применение телескопического поршня почти в два раза уменьшило общее время перемещения поршня, что обеспечило необходимую скорость закрытия клапана при сбросе нагрузки.

Как было показано выше, применение механических пружин уменьшает расход жидкости в системах регулирования и, кроме того, повышает быстродействие. Но у них есть и существенный недостаток — возникновение поперечных прижимающих усилий, определяющих нечувствительность сервомотора. Поэтому естественно возник вопрос о замене механиче-

ских пружин гидравлическими. На рис. 2.17 изображен сервомотор с гидравлической пружиной. Поршень 1 перемещается под действием усилий, определяемых в данном случае открытием клапана 4, через который происходит слив жидкости. При уменьшении открытия этого клапана возрастает давление p_1 , под действием которого поршень начнет перемещаться вверх.

Для остановки поршня давление жидкости в полости над ним должно увеличиться. Это можно сделать, либо уменьшив слив жидкости из объема над поршнем, либо, наоборот, увеличив подвод ее в этот объем. На рис. 2.17, а показан конус 2, жестко связанный с поршнем. При подъеме поршня конус, входя в сливное отверстие, уменьшает слив жидкости, подводимой через дроссель 3, что приводит к подъему давления p_1 . То же самое было бы достигнуто, если бы конус был направлен острием в обратную сторону и подвод жидкости тоже был бы сверху. Следовательно, в обоих случаях получена гидравлическая пружина. Но в первом случае при перемещении поршня вверх расход протекающей жидкости уменьшится, а во втором увеличится. В зависимости от требований системы регулирования бывает необходимо то или другое направление потока жидкости. Угол наклона образующей конуса определяет жесткость гидравлической пружины, т. е. изменение усилия на единицу высоты подъема поршня.

Гидравлическую пружину можно осуществить, используя ступенча-

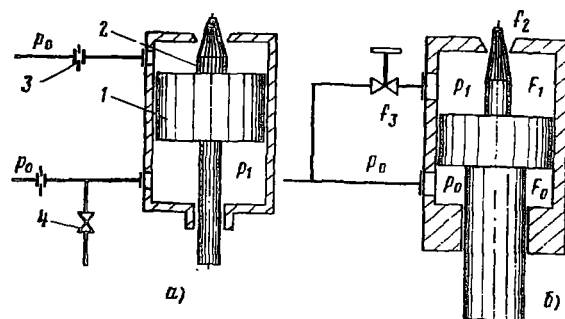


Рис. 2.17. Сервомотор с гидравлической пружиной

тый поршень (рис. 2.17, б). Под поршень подводится жидкость с начальным давлением p_0 , создающая постоянное усилие на нижнюю часть поршня. Из уравнения равновесия сил, действующих на поршень, $p_0 F_0 = p_1 F_1$ следует $p_1 = p_0 F_0 / F_1$, т. е. при неизменном значении p_0 давление p_1 на установившихся режимах также постоянно при всех положениях поршня.

Напишем уравнение неразрывности потока через верхнюю полость сервомотора:

$$\mu_3 f_3 \sqrt{2(p_0 - p_1)/\rho} = \mu_2 f_2 \sqrt{2p_1/\rho}.$$

Сокращая в нем постоянные величины и принимая $\mu_2 = \mu_3$, получаем

$$f_2/f_3 = \sqrt{p_0/p_1 - 1}.$$

Но, как было установлено, отношение p_0/p_1 — величина постоянная, следовательно, постоянно и отношение f_2/f_3 .

Предположим, будет увеличено сечение f_3 клапана 3. Тогда давление p_1 возрастет. Поршень переместится вниз и увеличит сечение f_2 . Движение поршня будет продолжаться до тех пор, пока давление p_1 не станет равным его прежнему равновесному значению.

Расчет управляющего f_3 и управляемого f_2 сечений в такой системе упрощается, так как их отношение сохраняется постоянным.

2.3. Золотники

Управление сервомоторами осуществляется с помощью цилиндрических золотников. Такая конструкция выбрана из-за того, что она практически разгружена от внутренних осевых усилий. Подача жидкости между двумя цилиндрическими частями автоматически разгружает золотник от полного статического усилия (рис. 2.18, а). При смещении золотника от центра к стенке появляется прижимающее усилие, которое вызывает трение золотника о стенку буксы. Для предупреждения сухого трения золотника о буксу применяют само-

центровку и вращение золотников. Принцип самоцентровки ясен из рис. 2.18, б. На цилиндрической поверхности направляющих поршеньков золотников выполняются 4-гранные углубления, в которые через сверления малого сечения подводится жидкость из напорной камеры. Когда поршеньек прижимается к одной из сторон, в ближайшем к нему углублении повышается давление, а в углублении с противоположной стороны давление уменьшается из-за открывшегося большего сливного сечения. Разность давлений, действующих на площадь поверхности углубления, отжимает цилиндр от стенки, приближая его к соосному положению [5]. Правильно спроектированный самоцентрирующий цилиндр обладает высокой чувствительностью независимо от качества смазывающей жидкости. Такой поршень может успешно работать как в жидкости, так и в газе.

Если регулирующий цилиндр золотника точно входит в перекрываемое им отверстие, прижатие его к

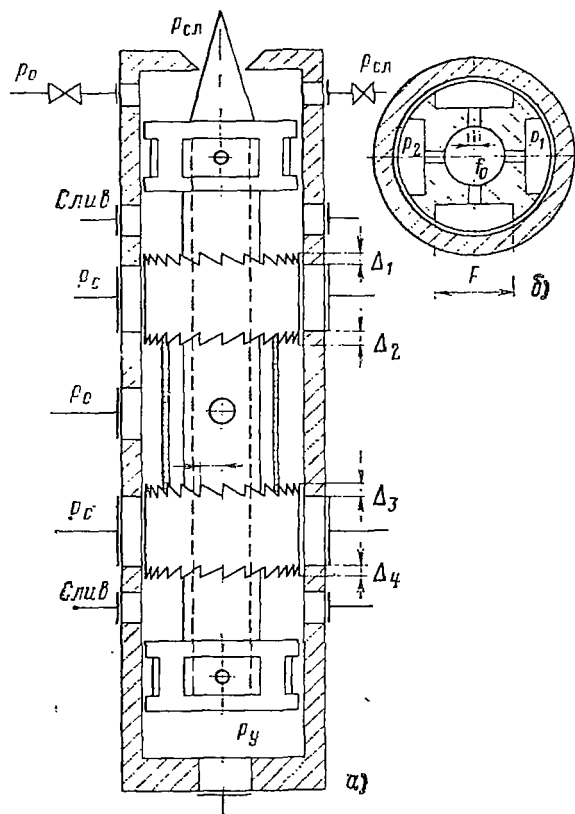


Рис. 2.18. Золотник с самоцентровкой

какой-либо стороне и обратное смещение приводят к задеванию острой кромки кроющей поверхности об острую кромку отверстия. Впервые это было обнаружено М. З. Хейфецом на достаточно жестких золотниках систем регулирования турбин ЛМЗ. Регулирующие цилиндры золотника стали выполнять на 0,2 мм меньшего диаметра, чем направляющие цилиндры. Такая простая мера позволила исключить задевания, приводившие к самопроизвольным колебаниям системы регулирования.

Самопроизвольные колебания систем регулирования могут возникать и по другим причинам, особенно если сам золотник используется в качестве сервомотора первой ступени усиления.

Применение пружин, воспринимающих нагрузку на торцевую поверхность золотника, также может вызвать повышение нечувствительности золотника. Пружина сжатия (рис. 2.19, а) при возникновении расцентровки Δ вызывает появление опрокидывающего момента, возрастающего при увеличении плеча Δ . Соответственно в опоре возникает противопо-

ложный по направлению момент, который приводит к появлению сил трения. В случае применения пружин растяжения также возможна несоосность действующих сил P , но их момент в данном случае стремится восстановить соосность сил, чем автоматически устраняется момент, изгибающий пружину.

На рис. 2.19 видно, что при использовании пружин сжатия предварительное натяжение пружины Δz_0 определяется перемещением крышки, затягиваемой болтами. При применении пружин растяжения учет величины Δz_0 приводит к удлинению корпуса сервомотора, нагруженного такой пружиной. В большинстве конструкций это обстоятельство является нежелательным и потому чаще применяются пружины сжатия, чем пружины растяжения. Для уменьшения момента сил от пружин сжатия применяют специальные качающиеся опоры, которые допускают свободный поворот опорной поверхности пружины, снижающий действие момента сил на опору.

Одна из конструкций качающейся опоры представлена на рис. 2.19, б. Опора состоит из трех частей. Верхняя, на которую опирается пружина, сама опирается на два шарика, входящие в высверленные в промежуточной части углубления. В верхней части для тех же шариков также сверлятся углубления. Средняя часть опирается на два других шарика, расположенных по оси, перпендикулярной оси верхних шариков. Вторая пара шариков также входит в углубления, высверленные в нижней части опоры. Таким образом, получается своеобразный шарнир Гука, позволяющий снять действие момента сил с опоры пружины.

В обычных условиях эксплуатации отклонение частоты переменного тока сети происходит медленно и на сравнительно небольшое значение. Примем, что в этом случае поршень сервомотора смещается на Δz_1 со скоростью $\Delta z_1/\Delta t$. Тогда расход жидкости, которую следует подать в цилиндр сервомотора, составит $Q =$

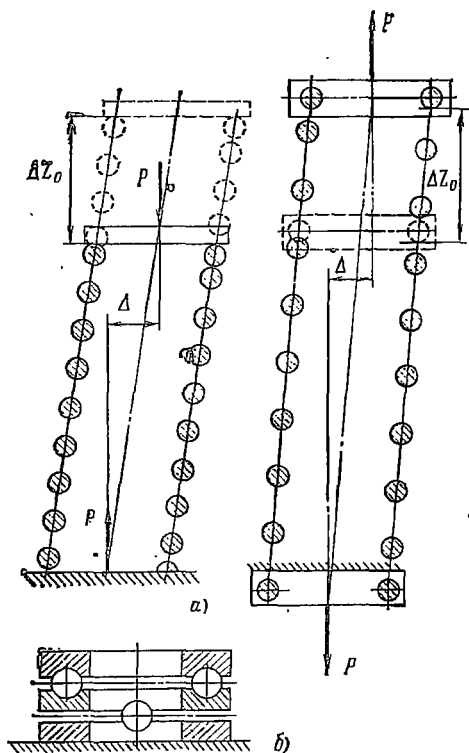


Рис. 2.19. Пружина сжатия

$= F\Delta z_1/\Delta t$. Для того чтобы этот расход прошел через золотник, открытие им пропускного сечения должно быть равно $\Delta x_1 S$, где Δx — перемещение золотника; S — длина окружности отверстия золотника, через которое жидкость будет поступать под сервомотор.

Используя принятые обозначения, запишем уравнение неразрывности потока жидкости через золотник:

$$Q = F\Delta z_1/\Delta t = \mu \Delta x S \times \\ \times \sqrt{2(p_0 - p_x)/\rho},$$

где p_x — давление жидкости в полости сервомотора. Из полученного уравнения можно определить необходимый ход золотника:

$$\Delta x = F\Delta z_1 / \left[\mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_x) \Delta t} \right]. \quad (2.4)$$

Из (2.4) видно, что требуемое отклонение золотника тем больше, чем больше необходимая скорость поршня сервомотора и меньше разность давлений $(p_0 - p_x)$.

Как уже упоминалось, в нормальных условиях эксплуатации $\Delta z_1/\Delta z_{\max} \leq 0,01$. Разность давлений $p_0 - p_x$ выбирается из условия преодоления сил сопротивления, возникающих при требуемых в аварийных ситуациях значениях $\Delta z_1 = \Delta z_{\max}$. Отсюда делается вывод, что в нормальных условиях эксплуатации $\Delta x/\Delta x_{\max} \leq 0,01$.

Если в этих условиях возникнут случайные колебания давления, приводящие к большим смещениям золотника, то для них нет необходимости в соответствующих смещениях сервомотора. В то же время при значительных отклонениях нагрузки (например, при сбросе полной нагрузки с отключением генератора от сети) требуется большое перемещение Δz_1 и, следовательно, большие отклонения Δx . Для удовлетворения обоим требованиям золотники выполняются с перекрышами кроющего цилиндра по отношению к прикрываемому отверстию в буксе. На рис. 2.18 эти

перекрыши изображены в виде отрезков $\Delta_1 - \Delta_4$.

Примем, что давление в нижней полости сервомотора равно p_1 , а в верхней p_2 , причем $p_1 > p_2$. Жидкость в нижнюю полость сервомотора попадает через зазор с перекрышей Δ_3 , а вытекает из нее через зазор с перекрышей Δ_4 и через неплотность между поршнем и цилиндром сервомотора. Предположим, что эта утечка равна $Q_y = \kappa_y (p_1 - p_2)$.

Тогда количество жидкости, поступающей в нижнюю полость сервомотора через нижний кроющий цилиндр золотника, при постоянных зазорах составит $Q_n = Q_3 = Q_4 + Q_y$, или

$$Q_n = \kappa \frac{p_0 - p_1}{\Delta_3} = \kappa \frac{p_1 - p_{\text{сл}}}{\Delta_4} + \kappa_y (p_1 - p_2),$$

где κ — коэффициент пропорциональности.

Можно записать выражение: $Q_n = Q_2 = Q_1 - Q_y$, или

$$Q_n = \kappa \frac{p_0 - p_2}{\Delta_2} = \kappa \frac{p_2 - p_{\text{сл}}}{\Delta_1} - \kappa_y (p_1 - p_2).$$

Сложив почленно приведенные равенства, получим

$$\frac{p_0 - p_1}{\Delta_3} + \frac{p_0 - p_2}{\Delta_2} = \frac{p_1 - p_{\text{сл}}}{\Delta_4} + \frac{p_2 - p_{\text{сл}}}{\Delta_1}.$$

После несложных преобразований последовательно найдем

$$\frac{p_0 - p_1}{\Delta_3} + \frac{p_0 - p_2}{\Delta_2} = \frac{p_1 - p_0 + p_0 - p_{\text{сл}}}{\Delta_4} + \\ + \frac{p_2 - p_0 + p_0 - p_{\text{сл}}}{\Delta_1},$$

или

$$\frac{p_0 - p_1}{\Delta_3} + \frac{p_0 - p_1}{\Delta_4} + \frac{p_0 - p_2}{\Delta_2} + \frac{p_0 - p_2}{\Delta_1} = \\ = (p_0 - p_{\text{сл}}) \left(\frac{1}{\Delta_4} + \frac{1}{\Delta_1} \right),$$

отсюда

$$(p_0 - p_1) \left(\frac{1}{\Delta_3} + \frac{1}{\Delta_4} \right) + (p_0 - p_2) = \\ = (p_0 - p_{\text{сл}}) \left(\frac{1}{\Delta_2} + \frac{1}{\Delta_1} \right)$$

Для того чтобы золотник занял среднее положение, должно быть $\Delta_3 = \Delta_2$ и $\Delta_1 = \Delta_4$. Тогда

$$[2p_0 - (p_1 + p_2)] \left(\frac{1}{\Delta_3} + \frac{1}{\Delta_4} \right) = \\ = (p_0 - p_{\text{сл}}) \frac{2}{\Delta_4},$$

отсюда

$$p_1 + p_2 = 2p_0 - (p_0 - p_{\text{сл}}) \frac{2}{\Delta_4/\Delta_3 + 1}.$$

Из этого выражения следует, что при любом значении $p_1 + p_2$ существует такое соотношение перекрыш Δ_4/Δ_3 , при котором золотник займет среднее положение.

Приняв $\Delta_3 = \Delta_4$, получим $p_1 + p_2 = p_0 + p_{\text{сл}}$.

При использовании золотника такого же типа для сервомотора с односторонним подводом жидкости получим

$$Q_x = K \frac{p_0 - p_1}{\Delta_3} = K \frac{p_1 - p_{\text{сл}}}{\Delta_4} + \\ + K_y (p_1 - p_{\text{сл}}),$$

отсюда

$$\frac{p_0 - p_1}{\Delta_3} = \frac{p_1 - p_{\text{сл}}}{\Delta_4} + \frac{K_y}{K} (p_1 - p_{\text{сл}}) = \\ = (p_1 - p_{\text{сл}}) \left(\frac{1}{\Delta_4} + \frac{K_y}{K} \right).$$

И, наконец, получаем

$$p_1 = \frac{p_0/\Delta_3 + p_{\text{сл}}(1/\Delta_4 + K_y/K)}{1/\Delta_3 + 1/\Delta_4 + K_y/K}.$$

Если принять здесь $p_{\text{сл}} = 0$, то

$$p_1 = p_0 \frac{1}{1 + \Delta_3/\Delta_4 + \Delta_3 K_y/K}.$$

При выборе $\Delta_3 = \Delta_4$ получим

$$p_1 = p_0 \frac{1}{2 + \Delta K_y/K}. \quad (2.5)$$

Как видно из (2.5), равными перекрыши можно принять только при очень малых значениях коэффициента утечки K_y , но и в этом случае p_1 будет не больше $0,5p_0$. При необходимости поддерживать большие значения p_1 необходимо иметь $\Delta_3 < \Delta_4$ и тогда это требование будет выполнено автоматически действием обратной связи сервомотора.

Как уже упоминалось, перекрыши вводятся для того, чтобы разделить влияние золотника на работу сервомотора в нормальных и в аварийных условиях. Но если постоянные возмущения достаточно велики (например, колебания командного органа), то для устранения нечувствительности, вносимой перекрышами золотника, в них делаются специальные пропилы прямоугольной или треугольной формы (см. рис. 2.18).

Для сервомоторов с односторонним подводом жидкости введение пропила Δ_2 (Δ_3) с подводящей стороны (рис. 2.18) позволяет уменьшить отклонение золотника при достаточно больших утечках. Это в свою очередь уменьшит отклонение пропила Δ_1 (Δ_4) от среднего положения при смещении золотника при достаточно большом давлении p_1 , что ускорит открытие сливного сечения при сбросах нагрузки. Это, как указывалось, имеет существенное значение для повышения быстродействия системы регулирования.

В системах регулирования завода Бергман—Борзиг (ГДР) нашли широкое применение так называемые плоские золотники (рис. 2.20) [12]. Плоская кроющая кромка 1 крепится к двум гибким опорам 2. Механическое смещение золотника вызывается боковым воздействием на него со стороны специального поводка. Поперечные усилия, действующие на плоскую кроющую часть, уравниваются реакцией опор, достаточно жестких в вертикальном направлении и свободно деформируемых в поперечном. Такая конструкция исключает силу трения между кроющей

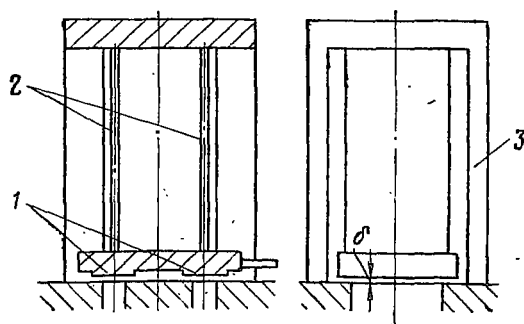


Рис. 2.20. Плоские золотники

частью и стенкой с каналами, но имеет недостаток, заключающийся в том, что опорные ленты должны быть достаточно длинными, а зазор δ достаточно малым, чтобы не было больших утечек. Из-за большой длины опор при изменении температуры жидкости будет значительно изменяться зазор δ , что может привести к заеданию золотника.

Для того чтобы избежать такого влияния температуры регулируемой среды, верхняя часть опор крепится на жестких стойках 3 такой же длины, как и ленты.

Другим недостатком такой конструкции является возможность заклинивания плоского золотника при попадании твердых частиц в зазор δ . Поэтому должна быть осуществлена достаточно тонкая очистка жидкости или газа, используемых в системах регулирования в качестве рабочих сред.

2.4. Регуляторы скорости

Регулятор скорости, воспринимая изменение угловой скорости ротора ω , должен воздействовать на паровую турбину так, чтобы изменением момента движущих сил M_i восстановить заданное значение угловой скорости ω_0 . Для выяснения способов изменения момента M_i рассмотрим процесс расширения пара в паровой турбине, изобразив его в i, s -диаграмме (см. рис. 2.2). Точка 1 характеризует состояние пара перед турбиной, точка 3 — состояние пара на выходе из турбины при идеальном процессе расширения пара без потерь, точка 4 — конечное состояние с учетом потерь. Предположим, что все количество пара G , поступающего в турбину, проходит через один клапан. Тогда можно записать

$$G = \alpha F \times \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \frac{p_0}{v_0}} \times \sqrt{\left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k+1)/k} \right]}, \quad (2.6)$$

где α — коэффициент расхода; F — площадь проходного сечения паро-

впускного органа; p_0, v_0 — давление и удельный объем пара перед проходным сечением клапана; p_1, v_1 — то же за сечением; k — показатель энтропии для пара.

Если прикрыть клапан и тем уменьшить площадь сечения F , то соответственно уменьшится пропуск пара через турбину. Все сечения, через которые проходит пар в турбине после клапана, остаются неизменными. Примем с некоторым допущением, что поток пара через турбину подчиняется тому же закону, определяемому уравнением (2.6), хотя и в несколько ином виде:

$$G = \alpha F_1 \times \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1}} \times \sqrt{\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}, \quad (2.7)$$

где F_1 — условная площадь сечения, определяющего сопротивление проточной части всей турбины; p_1, v_1 — параметры пара за клапаном; p_2, v_2 — параметры пара за турбиной. Тогда при уменьшении расхода пара через турбину и при постоянных F_1 и p_2 должно измениться давление пара за клапаном p_1 . Пар, проходя через клапан, расширяется до давления p_1 . При этом тепловая энергия преобразуется в кинетическую и, следовательно, скорость пара за клапаном с учетом потерь будет определяться тепловыделением h_1 между точками 1 и 5. Поскольку за клапаном установлены неподвижные сопла, эта кинетическая энергия не преобразуется в механическую, а теряется на удар и вновь преобразуется в теплоту. Если считать, что нет потерь в окружающей среде, то энтальпия пара за клапаном будет такой же, как и до клапана, но только при давлении p_1 . Это состояние пара характеризуется на i, s -диаграмме точкой 2. При расширении пара (с учетом потерь в турбине) до давления p_2 конец процесса будет характеризоваться точкой 6.

Первые регуляторы скорости были механическими. Привод регуля-

торов скорости должен быть осуществлен непосредственно от вала турбины. При изменении угловой скорости ротора появляется соответствующее ускорение грузов регулятора.

Любое ускорение можно разложить на три составляющие по трем направлениям. На рис. 2.21 показаны составляющие ускорения грузов 1 регулятора: S_x — центробежное, S_y — кориолисово и S_z — касательное. Для перемещения грузов регулятора, вызывающего смещение муфты 3, важно только ускорение S_x . Усилия, вызываемые ускорениями S_y и S_z , передаются на опоры (рычаги) регулятора, они должны учитываться при расчете опор. Поэтому при конструировании регуляторов скорости всегда стремились уменьшить влияние сил, вызываемых этими ускорениями. Ускорения S_y удается легко избежать, используя плоскопараллельное движение грузов при их вращении. Центробежное ускорение равно $S_x = \omega^2 r$, а касательное ускорение составляет $S_z = \omega r$. Сравнивая полученные выражения, видим, что касательное ускорение пропорционально угловой скорости, а центробежное — ее квадрату. Отсюда следует простой вывод: чем больше угловая скорость ω , тем значительно центробежное ускорение превосходит касательное. Поэтому все современные механические регуляторы скорости выполняются на максимально большую угловую скорость ω , равную частоте вращения ротора турбины. При этом не тре-

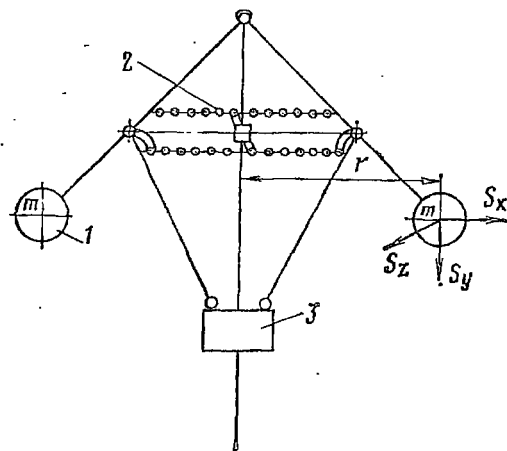


Рис. 2.21. Составляющие ускорения грузов регулятора

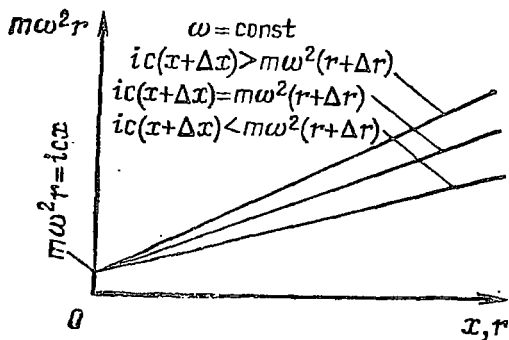


Рис. 2.22. График зависимости усилий пружины от перемещения грузов регулятора

буется выполнять передачу от ротора турбины к регулятору, вследствие чего уменьшается число деталей, воспринимающих силы, пропорциональные касательному ускорению, и упрощается их конструкция.

Центробежная сила грузов регулятора уравнивается пружиной 2 (рис. 2.21). Можно написать уравнение равновесия сил:

$$2m\omega^2 r = icx, \quad (2.8)$$

где m — масса груза регулятора; r — радиус вращения центра груза; c — жесткость пружины регулятора; x — натяжение пружины; i — передаточное отношение между центробежной силой и силой пружины.

Центробежная сила и сила пружины регулятора однозначно определяется их линейными перемещениями. На рис. 2.22 приведены зависимости той и другой силы от перемещения грузов при неизменной угловой скорости. Как видно из графиков, если при $ic(x + \Delta x) > m\omega^2(r + \Delta r)$ снять усилие, переводящее груз из одного положения в другое, груз под действием пружины вернется в исходное положение. Во втором случае, когда $ic(x + \Delta x) = m\omega^2(r + \Delta r)$, приращение обеих сил при перемещении грузов будут одинаковыми, а при устранении перемещающего усилия грузы останутся в равновесном положении. Наконец, в третьем случае, для которого $ic(x + \Delta x) < m\omega^2(r + \Delta r)$, когда приращение силы пружины меньше приращения центробежной силы из-за увеличения радиуса вращения, грузы регулятора дойдут до упора.

Таким образом, каждый из регуляторов обладает свойственными только ему особенностями. Регулятор первого типа является статически устойчивым т. е. при всех изменениях угловой скорости ω муфта регулятора будет занимать статически устойчивое положение. Муфта регулятора второго типа при достижении расчетного значения ω , при котором сила пружины окажется равной центробежной силе, может занимать произвольное положение. Наконец, в регуляторе третьего типа, после того как наступит равенство между центробежной силой и силой пружины, при дальнейшем даже небольшом увеличении угловой скорости ω грузы регулятора, преодолевая натяжение пружины, дойдут до упора. Такой регулятор называется астатическим, т. е. не имеющим устойчивого статического положения.

Статические и астатические регуляторы нашли широкое применение в системах регулирования и защиты паровых турбин.

Статически устойчивый регулятор применяется как регулятор скорости, поскольку муфта такого регулятора занимает устойчивые положения, определяемые угловой скоростью ротора. Следовательно, передавая команду на клапаны турбины, такой регулятор будет стремиться устойчиво поддерживать заданную частоту вращения.

Второй регулятор — астатический — широко применяется как защитный орган — автомат безопасности. Как только частота вращения ротора достигнет заранее назначенного уровня, на котором возникнет равенство центробежной силы груза усилию пружины, регулятор перейдет в другое крайнее положение, подав сигнал на закрытие клапанов.

Регуляторы промежуточного типа в практике турбостроения не применяются.

К регуляторам скорости предъявляются повышенные требования точности и надежности. Последнее особенно важно потому, что работа регулятора угловой скорости определяет не только участие данного аг-

регата в поддержании частоты тока в энергетической системе, но и его безопасность в аварийных ситуациях.

Не меньшее, а скорее большее значение имеет надежность системы защиты. По сравнению с надежностью регулятора скорости надежность автомата безопасности должна быть выше, потому что в нормальных условиях эксплуатации его жизнеспособность не видна. Регулятор скорости реагирует на все отклонения частоты вращения и мгновенно воздействует на сервомотор, в то время как автомат безопасности в нормальных условиях эксплуатации стоит на упоре, и будет ли он работать в аварийных условиях, не известно. Поэтому правилами технической эксплуатации (ПТЭ) установлено: не реже 1 раза в 4 мес автомат безопасности должен проверяться намеренным повышением угловой скорости или другими способами.

Регулятор угловой скорости МЭИ. При проектировании регуляторов скорости стремятся создать высокочувствительную конструкцию. Первая такая конструкция в практике советского турбостроения была предложена А. В. Щегляевым и С. Г. Смелъницким (рис. 2.23). Непосредственно от вала турбины с помощью подвижной муфты передается движение специальному валику регулятора. В регуляторе МЭИ нет трущихся деталей. Грузики 4 регулятора жестко укреплены на многослойной широкой, но тонкой ленте 1, свернутой в кольцо, которое жестко крепится к валику регулятора. Ширина ленты выбирается из расчета восприятия сил, передаваемых от грузиков по касательной к окружности вращения. Эти силы не участвуют в передаче импульса последующим элементам системы регулирования, и потому необходима высокая жесткость кольца в этом направлении, чтобы влияние касательных сил не искажало действия центробежных.

На оси вращения к кольцу крепится отбойная пластина, управляющая сливом масла из линии первого усиления. Чем больше угловая скорость

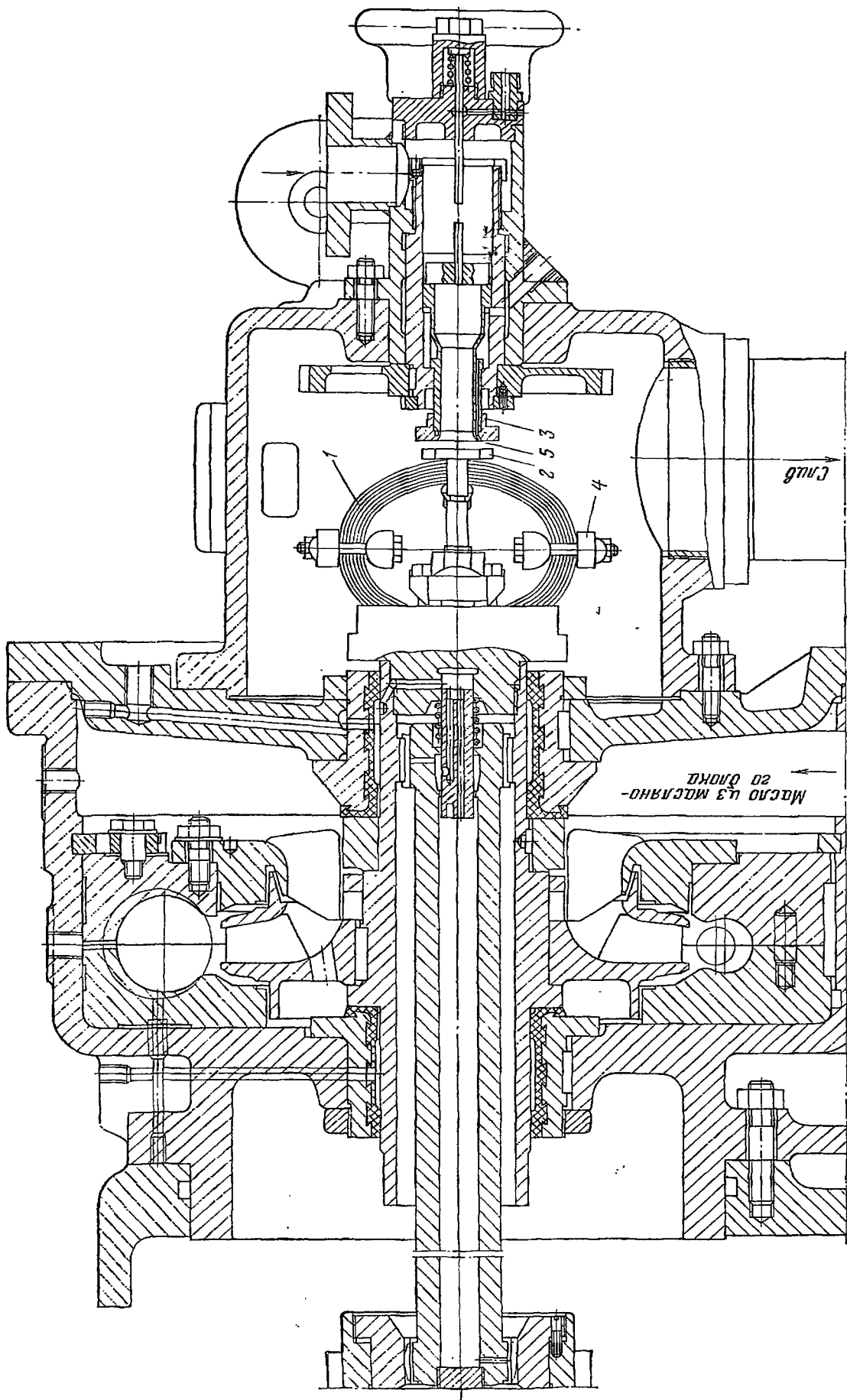


Рис. 2.23. Регулятор скорости МЭИ

регулятора, тем больше зазор между подвижной 2 и неподвижной 3 частями регулятора. Соответственно этому в линии первого усиления давление будет тем меньше, чем больше угловая скорость ω . Следовательно, уменьшение давления должно соответствовать закрытию регулирующих клапанов, что вполне согласуется со стремлением обезопасить турбину от разгона при случайной остановке насоса, подающего масло в систему регулирования. В этом случае клапаны турбины будут закрываться независимо от уровня частоты вращения агрегата.

В рассматриваемом регуляторе скорости открытие сливного отверстия 5 определяет всю передаваемую команду последующим органам системы регулирования. Желание иметь по возможности большую степень открытия сливного отверстия и определило выбор многослойной конструкции упругого кольца. Но несмотря на это перемещение пластины 2 при изменении угловой скорости на величину неравномерности $\Delta\omega$ невелико, что вызывает сравнительно большое влияние случайных колебаний пластины.

Регулятор угловой скорости ЛМЗ. Регулятор угловой скорости ЛМЗ (см. рис. 1.8) построен по принципу, положенному в основу создания упругого регулятора А. В. Щегляева. Общее в обеих конструкциях — использование безрычажных упругих систем, уравнивающих центробежную силу грузиков. Для этого грузики укреплены на концах жестких цилиндрических пружин. Пружины имеют повышенную жесткость для уменьшения напряжений в них. Соответственно этому перемещение грузиков при изменении частоты вращения ротора на величину неравномерности оказывается весьма малым: несколько сотых долей миллиметра. Для бесшарнирной передачи движения от грузиков к муфте используется принцип, впервые примененный А. В. Щегляевым при разработке им упругого регулятора давления. Он заключается в следующем.

Если к концам вертикального стержня приложить усилия, смещающие концы к центру их на некоторое расстояние, то когда стержень потеряет устойчивость и начнет прогибаться, прогиб центра будет в 10—12 раз превышать перемещение его концов.

Опора 1 регулятора скорости расположена в своих подшипниках и с концом вала турбины соединена с помощью шлицевого валика, компенсирующего смещение вала в осевом и радиальном направлениях. Цилиндрическая пружина средней частью закреплена на конце валика. К концам пружины жестко прикреплены грузики 2. Для передачи движения отбойной пластине (муфте регулятора) грузики жестко прикреплены к тонкой ленте 5, концы которой заделаны в корпусе регулятора скорости. В средней части ленты жестко укреплен отбойная пластина 4, перекрывающая слив масла из центрального сопла 6, которое является частью золотника 7.

Неудобство применения регулятора скорости ЛМЗ — необходимость иметь специальные подшипники регулятора и соединение с ротором турбины с помощью шлицевого валика.

Датчик скорости ВТИ. Механогидравлический датчик ВТИ можно крепить непосредственно на конец вала турбины. Но так как на большинстве современных турбин большой мощности упорный подшипник располагается между частями высокого и среднего давлений, то конец вала турбины вследствие теплового расширения перемещается относительно опоры примерно на 6 мм. Требуется автоматическая компенсация этого расширения.

На рис. 2.24 изображен продольный разрез датчика ВТИ. Корпус датчика состоит из двух частей 1 и 2, жестко соединенных между собой и прикрепленных к концу вала турбины 7. Между частями защемляется неупругая мембрана 6, в центре которой крепится отбойная пластина 3. К корпусу датчика 2 и отбойной пластине присоединяются концы ленты 8, на которых крепятся три грузика 4.

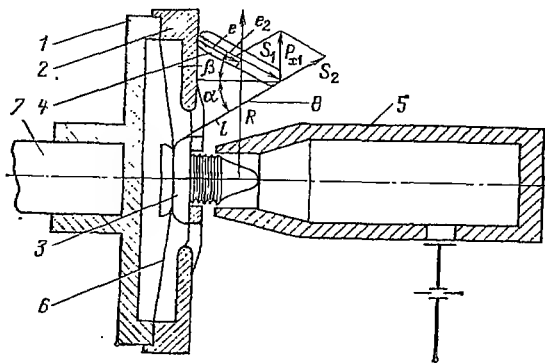


Рис. 2.24. Датчик скорости ВТИ

Стальная лента тонкая, но достаточно широкая (порядка 30 мм). Грузики выполняются из текстолитовых или металлических пластин толщиной 10 мм. При вращении датчика центробежная сила грузиков передается отбойной пластине и уравнивается давлением жидкости, выходящей из сопла 5. Так как упругая сила ленты в поперечном направлении мала и также мала поперечная сила мембраны, то, следовательно, давление жидкости однозначно определяет центробежную силу грузиков. Грузиков три, поскольку именно это наименьшее число определяет направление выступающей части отбойной пластины.

На ленту, передающую усилие от грузика к отбойной пластине, действует только часть центробежной силы, определяемой по уравнению моментов сил относительно точки касания грузика о корпус датчика 2: $R_{x1}l_2 = Re$, отсюда $R_{x1} = Re/l_2$. Разлагая силу R_{x1} на направления, совпадающие с плоскостью ленты и продольной осью грузика, и проектируя эти силы на две взаимно перпендикулярные оси, одна из которых совпадает с направлением действия силы R_{x1} , получаем

$$R_{x1} = S_1 \sin \beta + S \sin \alpha;$$

$$S_1 \cos \beta = S \cos \alpha,$$

отсюда, исключая величину S_1 , находим

$$\begin{aligned} R_{x1} &= S (\operatorname{tg} \beta \cos \alpha + \sin \alpha) = \\ &= S \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) \end{aligned}$$

и, следовательно,

$$\begin{aligned} S &= \frac{R_{x1}}{\cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} = \\ &= \frac{Re/l_2}{\cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)}. \end{aligned}$$

Сила S , приложенная к отбойной пластине, может быть разложена на две составляющие S_p и S_r : первая уравнивается давлением жидкости p_x , вытекающей из сопла, вторая должна уравниваться такими же составляющими, действующими от других грузиков.

Определим составляющую S_p :

$S_p = S \cos \alpha = \frac{Re/l_2}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}$. При изменении силы R соответственно должна измениться сила S_p . Уравнивающее эту силу давление жидкости $p_x F = 3S_p$. Подставляя сюда значение S_p , получаем

$$p_x F = \frac{3Re/l_2}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} = \frac{3m\omega^2 re/l_2}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} p_x &= \omega^2 \left[\frac{3emr}{Fl_2 (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} \right] = \\ &= \omega^2 \frac{r}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} \frac{3em}{l_2 F}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Величина $3em/(l_2 F)$ не зависит от перемещений грузиков. Следовательно, давление p_x определяется не только приращением угловой скорости ω , но и изменением коэффициента $r/(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)$.

Малые изменения ω и соответственно центробежные силы приводят к небольшому изменению давления p_x . При малой степени неравномерности δ небольшое изменение p_x вызывает незначительное перемещение грузиков и поэтому коэффициент $r/(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)$ будет изменяться мало. В этих условиях давление p_x определяется только изменением угловой скорости ω , т. е. $\Delta p_x = K \Delta \omega$ (где K — коэффициент пропорциональности).

При больших смещениях конца вала и при жестком креплении к нему корпуса датчика должно значительно изменяться и давление p_x . Этому способствует и изменение ра-

диуса вращения грузиков R при больших перемещениях. Решение этой непростой задачи было найдено выбором определенных соотношений углов α и β . Как видно из рис. 2.24, при повороте грузика эти углы изменяются по-разному: один уменьшается, а другой увеличивается. Отсюда следует вывод, что можно так подобрать углы α и β , что при достаточно большом их изменении коэффициент $r/(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)$ будет оставаться постоянным. Например, для определенной конструкции датчика были получены такие данные: $\alpha = 50^\circ$; $\beta = 35^\circ 30'$; $b = 7,75$ мм; $p_x = 0,562$ МПа; $l_2 = 52$ мм; $l_3 = 77$ мм; $e = 26$ мм. В этом случае при $\beta = 35^\circ$ $\alpha = 51^\circ 24'$; $p_x = 0,574$ МПа; $b = 5,46$ мм; при $\beta = 38^\circ$ $\alpha = 48^\circ 49'$; $b = 9,69$ мм; $p_x = 0,576$ МПа.

Таким образом, при смещении конца вала на 4,23 мм импульсное давление p_x будет изменяться в пределах 0,014 МПа, или на 2,5%, что легко компенсируется воздействием на МУТ. В эксплуатации только в аварийных ситуациях возможны подобные перемещения конца вала, и, конечно, эти перемещения происходят медленно по сравнению с быстроедействием системы регулирования. Разумеется принципиально можно обеспечить и более точное поддержание p_x на заданном уровне при перемещении конца вала.

Гидродинамический датчик угловой скорости. Водяной или масляный насос, расположенный на валу турбины, часто используется в качестве импульсного датчика угловой скорости. Преимущество такого датчика — независимость его показаний от осевых смещений конца вала, на котором находится диск насоса. Это позволяет избежать передачи движения от вала турбины к валу насоса. В качестве датчика можно использовать как объемный (роторный) насос, так и динамический. Роторные зубчатые насосы в настоящее время используются только на маломощных турбинах старых выпусков.

Преимущество зубчатых насосов в том, что они начинают работу без

предварительной заливки и при случайном попадании пузырьков воздуха во всасывающий патрубок не происходит срыва. Но напор, развиваемый объемным насосом, в значительно большей степени зависит от сопротивления выходу. Поэтому в качестве датчика угловой скорости они могут использоваться только при постоянном сопротивлении внешней сети насоса. Напротив, работа динамического насоса сравнительно мало зависит от изменения сопротивления на выходе, а при радиальных лопатках развиваемое насосом давление практически не зависит от его подачи. Большим преимуществом динамического насоса является и то, что даже при полном закрытии выходного сечения его напор повышается незначительно, в то время как в зубчатом насосе это теоретически (без учета утечек) может привести к бесконечному увеличению давления. Практически мало зависит напор насоса и от температуры перекачиваемой жидкости. Все это привело к тому, что до сих пор гидродинамическая система регулирования применяется всеми нашими турбостроительными заводами (за исключением ЛМЗ). За разработку гидродинамической системы регулирования в 1948 г. В. Н. Веллер, А. В. Щегляев и Г. А. Киракосянц были удостоены Государственной премии.

На рис. 2.25 приведена гидравлическая характеристика центробежного насоса. Кривая 1 характеризует зависимость напора от подачи насоса. Кривая 2 — характеристика постоянного сопротивления. Точка пересечения

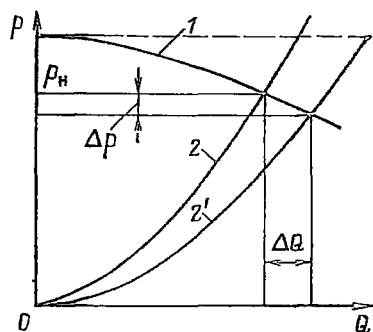


Рис. 2.25. Гидравлическая характеристика центробежного насоса

чения этих характеристик определяет напор и подачу насоса. При изменении частоты вращения диска насоса его характеристика смещается и напор насоса при постоянном сопротивлении на выходе изменяется по квадратичному закону: $p = k\omega^2$ (где k — коэффициент пропорциональности).

Как видно из рисунка, при увеличении (уменьшении) сопротивления на выходе из насоса (характеристика 2') изменение его напора определяется характеристикой насоса 1. При характеристике, близкой к горизонтальной, напор практически остается постоянным при изменении сопротивления на выходе и подачи насоса. Это свойство насоса было использовано Калужским турбинным заводом, применившим масляный насос с радиальными сверлениями, который имел практически горизонтальную характеристику. Поэтому один и тот же диск насоса используется заводом для импульсного насоса и для подачи масла в систему регулирования и на смазку турбины.

Фирма «Вестингауз» ту же конструкцию диска с радиальными сверлениями использовала ранее в качестве датчика частоты вращения, применив его в качестве сопротивления на сливе масла, подаваемого от другого насоса. При этом давление перед сопротивлением зависело главным образом от частоты вращения вала, с которым жестко связывался диск-сопротивление. При разработке гидродимической системы регулирования была обнаружена большая пульсация давления масла на выходе из насоса. Как было установлено впоследствии, пульсация давления определялась условиями протекания масла через диск насоса и на выходе из него.

Если в потоке вязкой жидкости поставить сопротивление, то за ним образуется дорожка вихрей, отрывающихся от сопротивления и проходящих достаточно длинный путь. Если по пути следования потока измерять давление протекающей жидкости, то можно обнаружить, что при прохождении вихря мимо места из-

мерения давление пульсирует. После установления этого факта [6] были найдены пути устранения пульсации давления.

Исследуя движение потока через диск насоса (рис. 2.26), установили, что радиальный выход масла из переднего уплотнения вызывает соответствующее возмущение потока, которое приводит к пульсации напора. Было предложено так называемое С-образное уплотнение 1, установка которого заметно снизила пульсацию напора. Далее вихревой поток образуется в боковых камерах насоса. От него необходимо оградить поток масла, выходящего из диска. Для этого были созданы специальные уплотнения 2, отделившие боковые камеры от диффузора на выходе из насоса. Наконец, как показали специальные продувки, большие углы атаки на входе в насос также приводили к вихреобразованию. Вихри могли появиться и в диффузоре за рабочим колесом. Для их устранения был применен лопаточный направляющий аппарат на выходе из насоса 3. Объединение всех предложенных мер резко снизило пульсацию напора, и стало возможным использовать диск масляного насоса как датчик угловой скорости в системах регулирования паровых турбин [6].

В дальнейшем Калужским и Харьковским турбинными заводами для устранения пульсации импульсного давления были использованы специальные решетки, устанавливаемые на

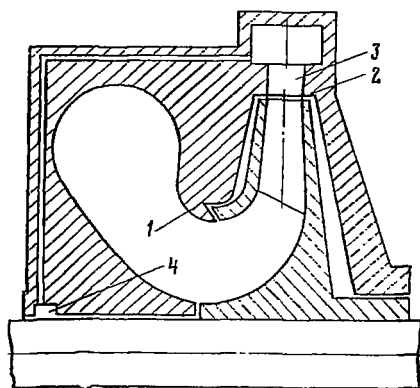


Рис. 2.26. Центробежный насос

выходе из насоса. Эти решетки устраняли вихри в потоке масла и тем выравнивали давление.

Полностью пульсацию давления не удастся устранить даже применением всех разработанных мер. В первых системах гидродинамического регулирования приняли в отсечных золотниках относительно большие перекрыши с запилами. Эта мера практически полностью устранила колебание нагрузки из-за пульсации импульсного давления масла, и гидродинамическая система регулирования нашла большое применение в мощных отечественных агрегатах.

Выше было отмечено, что центробежные насосы обладают одним существенным недостатком: они не могут работать при попадании пузырьков воздуха на вход в насос. Это объясняется следующим. Когда диск насоса неподвижен, в нем нельзя создать разрежение, ибо всасывающая полость связана через диск с окружающей средой. Когда насос работает, то перепад давления создается вращающимся диском. При этом давление на выходе из насоса равно $p_x = \alpha r \omega^2$, где ρ — плотность жидкости; α — коэффициент пропорциональности. Предположим, насос на воде развивает давление, равное 1 МПа. Когда диск насоса заполнен воздухом (например, перед пуском), плотность которого примерно в 1000 раз меньше плотности воды, давление на выходе насоса составит $p_x = 1/1000 = 0,001$ МПа, т. е. всего 0,1 м вод. ст. Таким образом, работая на воздухе, насос может создать на входе разрежение, равное только 0,001 МПа, и, конечно, не может подсосать воду или другую жидкость.

Это требует, во-первых, хорошей изоляции входной части насоса, где возможно разрежение от попадания в нее воздуха, и, во-вторых, предварительного заполнения насоса жидкостью. Первое достигается тем, что либо строится глухая входная камера насоса, либо в месте выхода вала насоса наружу выполняется специальный гидравлический затвор 4, предупреждающий возможность попадания

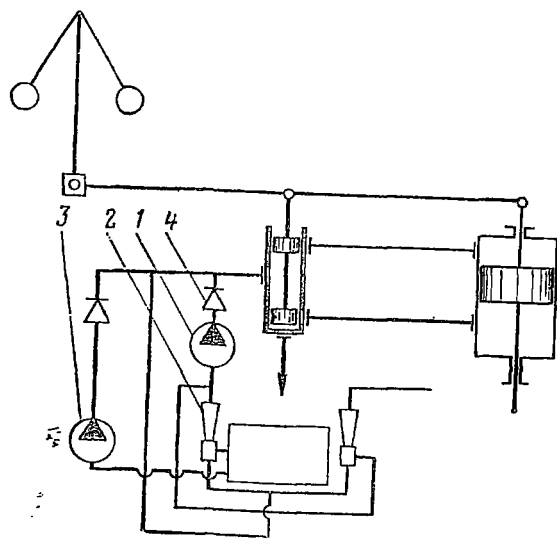


Рис. 2.27. Схема маслоснабжения с инжектором

воздуха во всасывающую полость насоса.

Фирма «Вестингауз» применила оригинальный, хотя и не очень экономичный, способ создания постоянного подпора на входе в насос. В схему подачи масла вводится специальный инжектор (рис. 2.27), подсасывающий масло из бака и подающий его на вход в насос и на смазку турбины. Для пуска используется специальный насос 3 с электроприводом, который подает в систему масло с несколько пониженным давлением. После пуска турбины, когда напор главного масляного насоса превышает напор вспомогательного насоса, система маслоснабжения начинает работать по обычной схеме. При создании такой системы следует принимать в расчет, что главный масляный насос сначала работает на безрасходном режиме, развивая при этом повышенный напор. Когда будет преодолено давление, развитое вспомогательным насосом 3, откроется обратный клапан 4, резко увеличится подача главного масляного насоса и его напор соответственно упадет. Из-за снижения напора перед соплом инжектора 2 подпор перед насосом 1 может оказаться недостаточным и насос может прекратить подачу масла. Как уже отмечалось выше, для предупреждения подобных срывов необходимо предотвратить по-

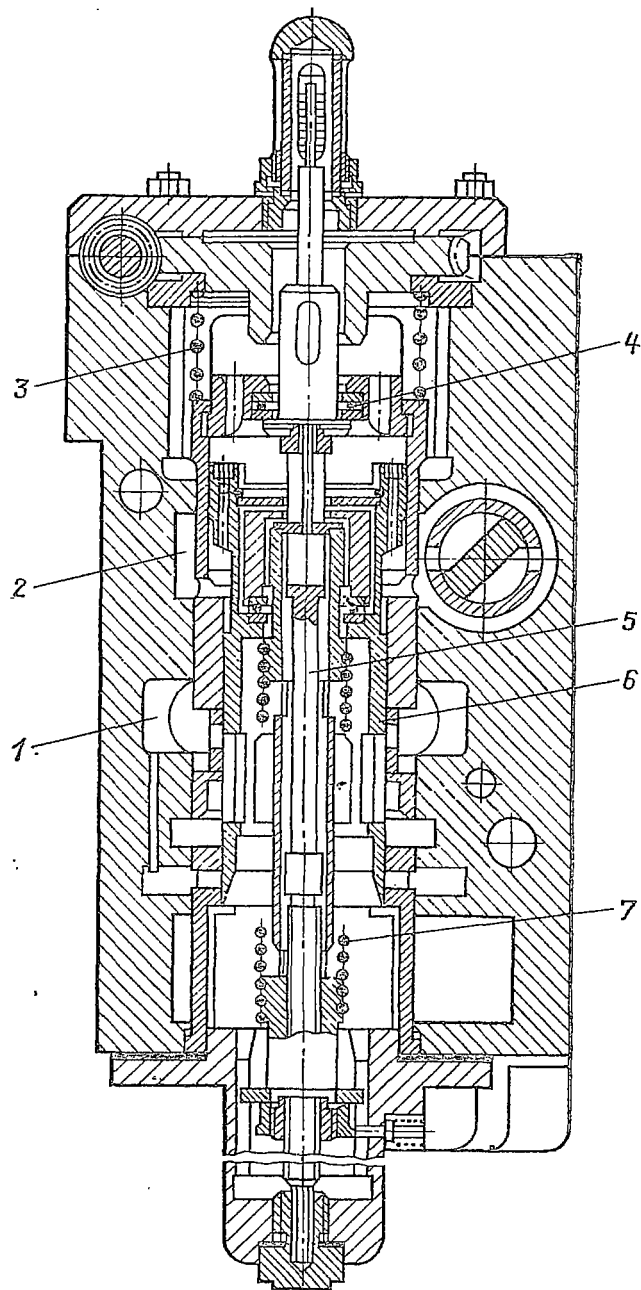


Рис. 2.28. Поршневой регулятор скорости ХТЗ

падение воздуха во всасывающую полость насоса. Для этого используются гидравлические уплотнения в местах выхода вала насоса наружу. Следует также подбирать соответствующую подачу насосов и, главное, дать расход масла из главного насоса через обратный клапан до его полного перехода из одного положения в другое.

Регуляторы скорости ХТЗ. От датчиков скорости импульс, пропорциональный угловой скорости

вращения ротора турбины, передается в приемную камеру преобразователя, называемого регулятором скорости. Существует несколько типов таких регуляторов.

Харьковский турбинный завод применяет для этой цели поршневой регулятор, схематически изображенный на рис. 2.28. Поршень, воспринимающий импульсное давление из камеры 2, представляет собой конструкцию двух диаметров. Этот поршень в нижней части является золотником 6, изменяющим слив жидкости из камеры 1, через которую сливается жидкость из линии первого усиления.

Поршень через шариковую опору связан с втулкой, через которую проходит шток 5 регулятора. На втулке закреплена пружина 7. Нижняя часть пружины надета на опорную гайку, в которую входит шток 5. Верхняя часть штока опирается через шариковую опору 4 на подвижную часть опоры пружины сжатия 3.

Перед пуском турбины пружина 7 находится в наименее натянутом положении. Натяг ее определяется длиной втулки, связанной с верхним креплением пружины. Во время толчка ротора турбины, примерно при частоте вращения 400—500 об/мин, импульсный насос создает напор, соответствующий предварительному натягу пружины. Поршень с золотником начнет подниматься, стравливая жидкость из линии первого усиления, и клапаны будут прикрываться, автоматически поддерживая данную частоту вращения ротора. Воздействуя на привод механизма управления и вращая шток, вывертывают его из нижней опорной гайки и тем увеличивают натяжение пружины 7, что приводит к прикрытию сливных окон из линии первого усиления. Регулирующие клапаны турбины открываются и частота вращения возрастает. Так происходит до тех пор, пока нижняя гайка не дойдет до упора. При дальнейшем вращении механизма управления шток начнет выверты-

ваться из нижней гайки, поджимая верхнюю пружину сжатия. Натяг верхней пружины соответствует напору импульсного насоса примерно при частоте вращения ротора 2850 об/мин, и при дальнейшем поджатии пружины регулирование определяется жесткостью этой пружины.

В регуляторе скорости имеется специальное разгонное устройство — поршень в виде крана, сливающего жидкость из импульсной линии. При уменьшении слива жидкости импульсное давление увеличивается, что приводит к открытию регулирующих клапанов и соответствующему увеличению частоты вращения ротора при работе турбины на холостом ходу. Это позволяет проверять настройку автомата безопасности без воздействия на механизм управления, сбивающий его настройку, а главное, позволяет быстро прекратить непредвиденное повышение частоты вращения ротора при каких-либо неблагоприятных обстоятельствах. На турбинах зарубежных фирм применяются приводимые от руки разгонщики, в которых при отпуске рукоятки привода автоматически частота вращения ротора возвращается к первоначальному уровню, т. е. к тому, который был до начала проверки автомата безопасности.

Регулятор скорости ВТИ. Импульс от датчика угловой скорости подается в камеру 1 регулятора скорости (рис. 2.29), отгороженную от сливной камеры подвижными мембранами 2 и 3, подвешенными на тонких неупругих мембранах. Обе мембраны связаны друг с другом четырьмя стойками 4. Две стойки просверлены несквозными сверлениями, через которые жидкость из камеры 1 проходит в канал, выполненный в верхней, сдвоенной мембране 3. В этой мембране зажата тонкая центрирующая мембрана. Далее канал выходит через опору пружины 5 в полость 6. Выходное отверстие в опоре перекрывается неподвижной пробкой 7, устанавливаемой по отношению к выходному отверстию на вполне определенном расстоянии, определяю-

щем совместно с постоянным дросселем 8 давление в полости 6. Между подвижными мембранами установлено сопло 9. Верхняя кольцевая часть сопла и нижняя цилиндрическая выполнены так, что выходные площади их одинаковы, и поэтому давление в сопле одинаково действует на жестко связанные пластины 2 и 3, не вызывая их перемещения при колебании давления. Натяг пружины может изменяться перемещением его верхней опоры.

При повышении импульсного давления p_n , передаваемого от датчика угловой скорости, поднимается вверх сдвоенная мембрана 2, сжимая пружину 5. При этом верхняя кольцевая часть сопла открывается, а цилиндрическая нижняя прикрывается. Но в верхней части жидкость сливается через две кромки большого диаметра, а в нижней — через одну кромку малого диаметра. Поэтому площадь суммарного сливного сечения через верхнюю и нижнюю части сопла увеличивается и давление p уменьшается, что вызывает прикрытие регулирующих клапанов турбины. На подвижные мембраны действует разность давлений p_n и p_{np} , уравниваемая усилием пружины:

$$(p_n - p_{np}) F = ch,$$

где c — жесткость пружины; h — ее натяжение.

При увеличении угловой скорости ротора турбины давление p_n увеличивается. При перемещении вверх мембран 2, 3 прикрывается отверстие, через которое подается жидкость в верхнюю полость, и давление p_{np} уменьшается. В результате дополнительно возрастает разность давлений $p_n - p_{np}$ и соответственно увеличивается h . Давление p_{np} определяется соотношением открытий дросселей 7 и 8 и может быть определено по формуле

$$f_7 \sqrt{2(p_n - p_{np})/\rho} = f_8 \sqrt{2p_{np}/\rho},$$

отсюда

$$p_{np} = p_n \frac{1}{1 + (f_8/f_7)^2}.$$

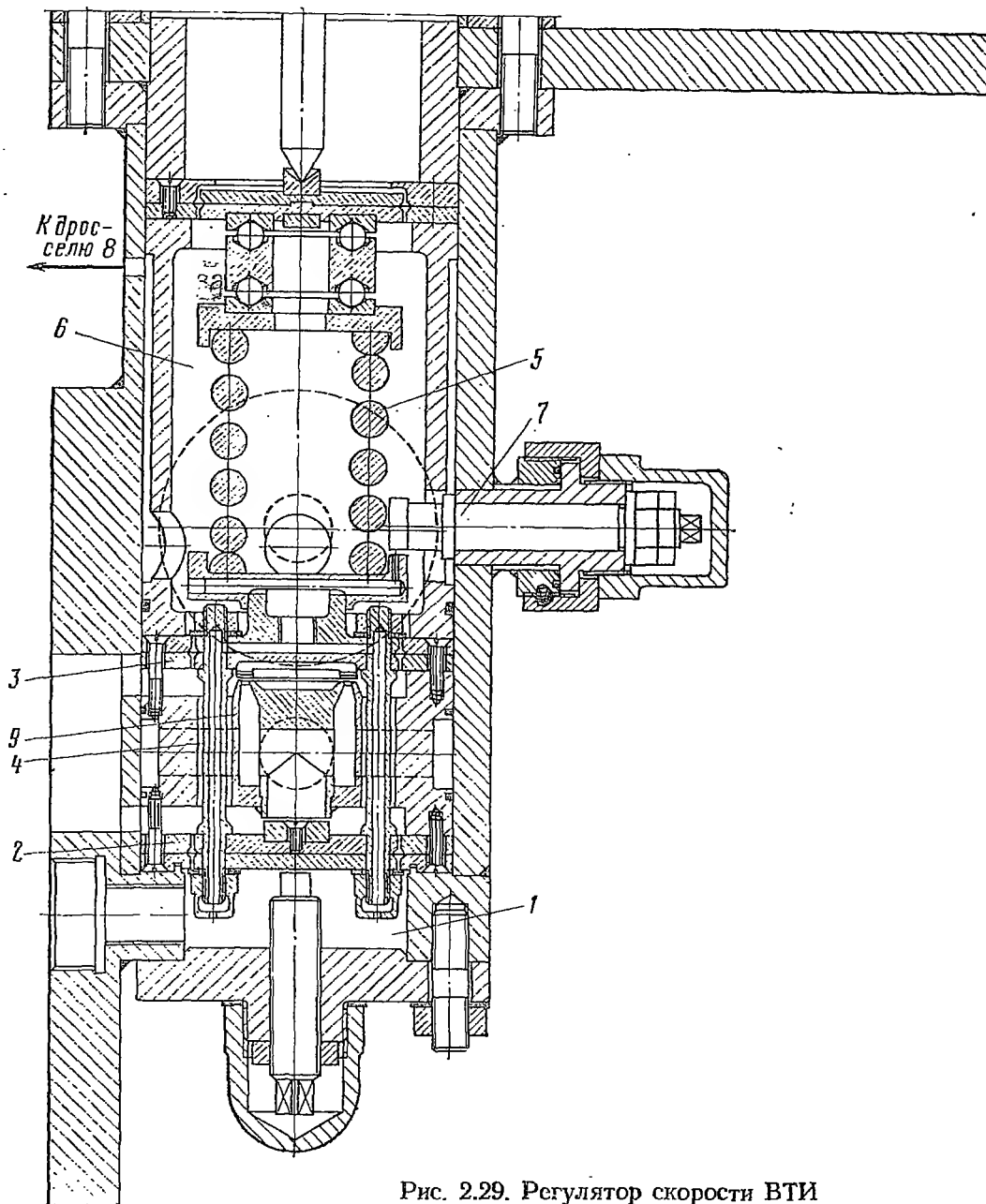


Рис. 2.29. Регулятор скорости ВТИ

Следовательно, при увеличении давления p_n и соответствующем уменьшении f_7 давление p_{np} уменьшается по квадратическому закону. В первое время, когда площадь сечения f_7 изменяется мало, снижение давления p_{np} идет медленно, но затем оно быстро убывает, достигая нуля при $f_7 = 0$. Поэтому при нормальных, сравнительно медленных изменениях угловой скорости натяжения пружины h изменяется, как и при обычном регулировании, но при сбросе нагрузки, когда давление p_n возрастает сравнительно быстро, давление p_{np}

резко падает до нуля и приращение площадей сечений в сопле возрастает, увеличивая скорость закрытия клапанов турбины. Такая система названа ускорителем действия регулятора скорости.

Механизм управления непосредственно изменяет давление в сопле, т. е. действует в линии первого усиления, что и вызывает перемещение клапанов.

Регулятор скорости ТМЗ. В качестве регулятора скорости ТМЗ выбран регулятор давления В. А. Щегляева (рис. 2.30).

В закрытую полость 1 подводится импульсное давление масла от импеллера. К достаточно большой толщине днищу полости 1 жестко крепится стойка 2 в виде широкой стальной полосы толщиной 2—3 мм. К середине стойки подводится сопло 3 с малым зазором h . А. В. Щегляевым использовано свойство стержня, подверженного продольному сжатию, заключающееся в том, что при превышении предельного усилия, вызывающего изгиб стержня, перемещения его концов в 10—12 раз меньше, чем прогиб h центра стержня. Это позволило иметь достаточно прочное днище полости 1 и в то же время относительно большой прогиб середины стойки. Прогибаясь, стойка меняет открытие сопла и тем самым изменяет давление p , что, как и при работе других регуляторов скорости, вызывает соответствующее перемещение клапанов турбины. Недостатком регулятора этого типа является существенная зависимость прогиба стойки от изменения давления p . Поэтому произвольное изменение напорного давления p_0 также вызывает значительное изменение давления p . Установка пружины 4 со стороны, противоположной соплу, несколько ослабила это влияние.

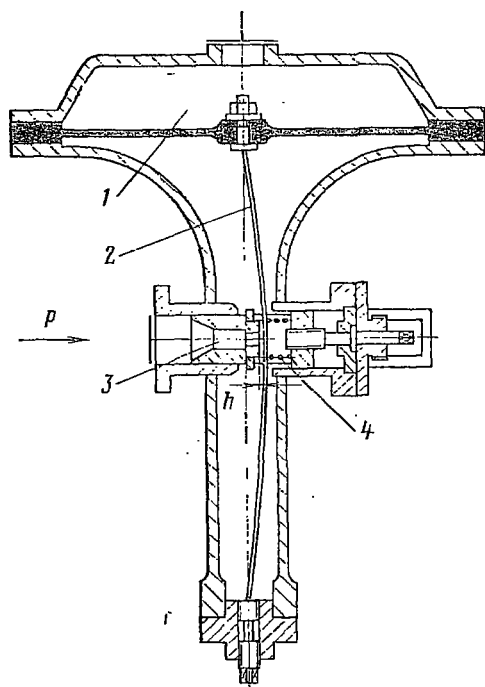


Рис. 2.30. Мембранно-ленточный регулятор

Более надежным оказалось применение в этом случае кольцевого сопла (см. рис. 2.32), что позволило существенно уменьшить площадь сечения потока, воздействующего на стойку, и повысить диапазон изменения p при изменении прогиба стойки.

Преимущество регуляторов подобного типа заключается в том, что в них полностью исключены трущиеся пары и напряжения во всех элементах находятся на вполне допустимом уровне. Многолетнее использование таких регуляторов скорости, как и регуляторов давления, показало их высокую надежность.

Электрогидравлические преобразователи. В современных условиях работы мощных паровых турбин значительно расширились функции автоматических устройств, особенно в отношении ликвидации аварийных ситуаций.

Как уже упоминалось раньше, современные мощные турбоагрегаты обладают очень малой инерционностью, в результате чего при сбросе нагрузки их частота вращения очень быстро увеличивается. Поэтому требуется повышенное быстродействие системы регулирования. Ни одна из существующих систем регулирования не может обеспечить необходимую скорость закрытия регулирующих клапанов, сохранив при этом режим холостого хода турбины. Поэтому во всем мире применяются дополнительные устройства, подающие мощный сигнал на закрытие клапанов. Одно из таких устройств — блок релейной форсировки (БРФ) — применяется практически на всех агрегатах. Этот блок действует по сигналу устройства, отключающего генератор, и передает мощный импульс в систему регулирования. При системных авариях часто бывает необходимо независимо от действия основной системы регулирования быстро снизить нагрузку, а затем поднять ее до определенного уровня. Есть и другие случаи, когда необходимо вмешаться в действия системы регулирования. В подавляющем большинстве случаев это вмешательство осуществляется подачей элек-

трического импульса. В то же время на всех турбинах для управления паровыми клапанами применяются гидравлические сервомоторы. Отсюда следует, что во всех случаях электрический импульс должен преобразовываться в гидравлический. Для этой цели в системах регулирования устанавливаются электрогидравлические преобразователи (ЭГП).

На рис. 2.31 схематически изображена конструкция ЭГП, применяемая в системах регулирования ЛМЗ. Электромеханическая часть 1 (ЭМП) перемещает золотник, от которого движение передается золотнику 2 типичной для ЛМЗ конструкции. Применение конического следящего устройства позволило увеличить ход золотника гидравлической части ЭГП по отношению к перемещению золотника электромеханического преобразователя. При этом удалось, не изменяя хода ЭМП, получить достаточно большой ход золотника, что уменьшило влияние помех на работу ЭГП.

Электрогидравлический преобразователь, применяемый ХТГЗ, представляет собой сервомотор, управляемый отсечным золотником. Электромеханическая часть при смещении представляет золотник и тем самым заставляет перемещаться поршень сервомотора, который изменяет слив мас-

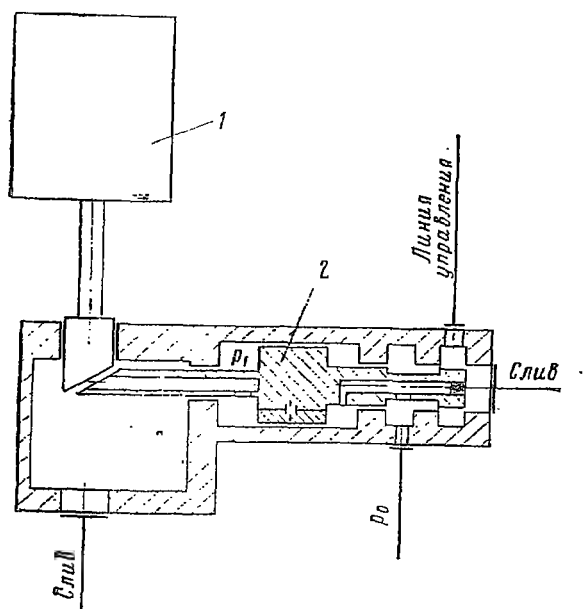


Рис. 2.31. Электрогидравлический преобразователь ЛМЗ

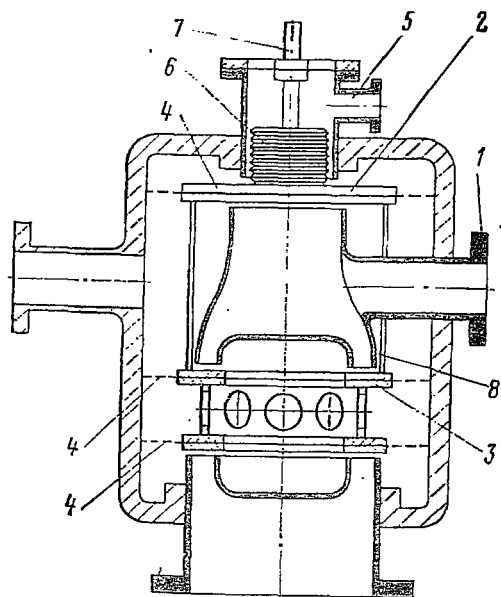


Рис. 2.32. Электрогидравлический преобразователь ВТИ

ла из линии первого усиления, что и определяет преобразование электрического сигнала в гидравлический.

Оба ЭГП хорошо работают на масле, когда трущиеся поршни смазываются подаваемой жидкостью, но требуют высокой степени очистки масла, так как в неподвижном состоянии в зазорах трущихся пар может произойти отложение механических примесей, приводящее к заеданию золотника.

Электрогидравлический преобразователь совершенно особой конструкции разработан ВТИ применительно к водяной системе регулирования. Он изображен на рис. 2.32.

Вода, подводимая к соплу 1 через горизонтальный патрубок, вытекает из сопла в две стороны. Цилиндрический верхний и кольцевой нижний патрубки прикрываются плоскими клапанами 2 и 3, укрепленными на неупругих мембранах 4. Такая система характерна тем, что при выборе площадей цилиндрического и кольцевого выходов из сопла одинаковыми уравновешивается воздействие внутреннего давления на клапаны 2 и 3, если эти клапаны жестко связаны друг с другом. Клапаны одновременно закрывают два выходных сопла — цилиндрическое 5 и кольцевое 8, которые выполнены по образцу сопла 1,

т. е. цилиндрическая и кольцевая площади выхода одинаковы. Следовательно, и на эти площади клапанов не передаются усилия от внутреннего давления. Внутри сопла 5 расположена пробка 6 с цилиндрическими нарезками треугольного сечения. К пробке жестко присоединен ведущий шток 7, который перемещается электромеханическим преобразователем. При условии жесткого соединения клапанов 2 и 3 шток перемещается, одновременно переставляя оба клапана. Так как площади сопел попарно одинаковы, усилие на шток близко к нулю (на опытном экземпляре оно составило 0,016 Н). При перемещении штока давление в корпусе ЭГП значительно меняется, что и передается в виде команды на систему регулирования. Особенность такой конструкции ЭГП состоит в том, что, во-первых, в ней нет трущихся пар, во-вторых, мембраны, на которые подвешены клапаны, полностью разгружены и в них сделаны отверстия и, в-третьих, шток также практически полностью разгружен от усилий.

2.5. Регуляторы давления

Наибольшая потеря энергии пара происходит при его конденсации в конденсаторе, где вся внутренняя теплота пара отбирается охлаждающей водой и потому теряется. Эта потеря составляет обычно около 50% всей теплоты, переданной пару в топке. Целесообразно предоставить возможность пару в турбине выработать электроэнергию, а после этого отобрать пар из турбины и направить его на другие нужды, например на отопление зданий, где почти вся теплота будет полезно использована. Чтобы использовать таким образом теплоту пара, строят паровые турбины с отбором пара на производственные нужды или теплофикацию.

Количество отбираемого пара должно регулироваться в зависимости от его потребления. Изменение расхода пара в паропроводе, отводящем его к потребителю, отражается на его давлении. Поддерживая давление па-

ра в отборе на заданном уровне, поддерживает и расход пара соответственно его потреблению. Если, например, увеличивается отбор пара и соответственно уменьшается его давление в паропроводе, то, поддерживая это давление на определенном уровне, обеспечивают не только необходимый его расход, но и требуемые параметры у потребителя. Чтобы организовать такой процесс, за местом отбора пара устанавливается регулирующий орган, через который остаток расхода пара пропускается в часть низкого давления турбин. Для автоматического управления перепускными клапанами или поворотной диафрагмой необходимо иметь специальное устройство, реагирующее на изменение давления в месте отбора пара из турбины и воздействующее на сервомоторы, перемещающие перепускные клапаны. Такое устройство должно состоять из регулятора давления пара и сервомотора, перемещающего клапаны.

Система поддержания давления пара в отборе должна быть связана с основной системой регулирования частоты вращения турбины. При изменении расхода пара в отбор может соответственно измениться и выработка электроэнергии. Конечно, желательно так изменять пропуск пара через всю турбину, чтобы выработка электроэнергии сохранялась неизменной. Для этого создается связанная система регулирования (см. рис. 6.3).

При снижении частоты вращения турбины регулятор скорости 1 управляет сервомоторами клапанов ЧВД и ЧНД, увеличивая одновременно пропуск пара через ЧВД и ЧНД так, чтобы расход пара в отбор сохранился на неизменном уровне. При возрастании расхода пара в отбор регулятор давления 5, чтобы сохранилась неизменной выработка электроэнергии, должен увеличить пропуск пара через ЧВД и сократить пропуск его через ЧНД. Вследствие этого увеличивается выработка электроэнергии ЧВД и уменьшается выработка ЧНД. Таким образом, регулятор давления, формируя импульсы противоположных

знаков и разной интенсивности, действует одновременно на оба сервомотора турбины.

Турбомоторный завод широко применяет регулятор давления, предложенный А. В. Щегляевым. Такой регулятор идентичен регулятору скорости (рис. 2.26), только вместо импульсного давления от импеллера в глухую камеру подводится регулируемое давление пара. Высокая механическая надежность регулятора позволила получить достаточно высокую степень надежности всей системы регулирования. Однако в этой конструкции не удастся получить малую неравномерность при низком регулируемом давлении — около 0,1–0,2 МПа. Приходится идти на повышенную неравномерность, особенно при больших отклонениях регулируемого давления.

В регуляторе давления ЛМЗ (рис. 2.33) пар из отбора по трубе через дроссель подводится в замкнутую полость, ограниченную с одной стороны сильфоном 2, а с другой — корпусом 8, днище которого жестко связано с корпусом 1, который одновременно является жесткой опорой пружины 3. Другой конец пружины закреплен в держателе 4, который может перемещаться по вертикали специальным червячным приводом 6. Это позволяет от руки изменять натяжение пружины и тем самым регулировать давление пара. Дроссель служит для успокоения регулятора давления при возникновении быстрых колебаний давления пара или, точнее, конденсата, заключенного в полости.

Нижняя часть корпуса 8 опирается на дополнительную пружину 7, которая одновременно служит для его центровки. Перемещение корпуса изменяет слив масла из сопла, связанного с дифференциальным поршнем 9. Масло под давлением p_0 подается в камеру a под большой поршень, а оттуда через сверление в сопле проходит в камеру A и вытекает из сопла, расположенного напротив отбойной пластины нижней части корпуса 8. При вытекании масла из соп-

ла давление в камере становится меньше давления p_0 в камере B и поршень поднимается вверх, прикрывая выход масла из сопла. Это движение дифференциального поршня прекратится, когда давление в полости A уравнивает усилие от давления p_0 на разность площадей подвижной части сопла. Благодаря такому устройству зазор между выходной кромкой сопла и отбойной пластиной в днище корпуса 8 сохраняется в статике неизменным, а давление в камере A всегда равно $p_0 (F_2 - F_1)/F_2$, где F_1 и F_2 — площадь соответственно малого и большого поршня. Иными словами, дифференциальный поршень следит за движением корпуса 8.

Дифференциальный поршень выполнен как одно целое с золотником, изменяющим слив масла из линии суммирующего золотника и передающим, таким образом, команду следующим звеньям системы регулирования.

В современных условиях выработка электрической энергии турбоагрегатами с промышленными или отопительными отборами пара значительно меньше выработки энергии конденсационными электростанциями. Поэтому колебания этой выработки при изменении потребления пара из отборов не имеют существенного значения. Отсюда появляется стремление в турбинах с регулируемым отбором пара избегать применения связанных систем регулирования. В таких турбинах в зависимости от изменения частоты вращения ротора турбины регулятор скорости воздействует только на сервомоторы, изменяющие пропуск пара в ЧВД. Регулятор давления передает регулирующий импульс только на изменение положения сервомотора клапанов ЧНД. При условии, что турбогенератор работает на изолированную систему, процесс регулирования происходит следующим образом. Предположим, увеличился пропуск пара к тепловому потребителю. Это вызовет снижение давления пара в месте его отбора из турбины. Регулятор давления подаст импульс на уменьшение пропуска пара в ЧНД. Кла-

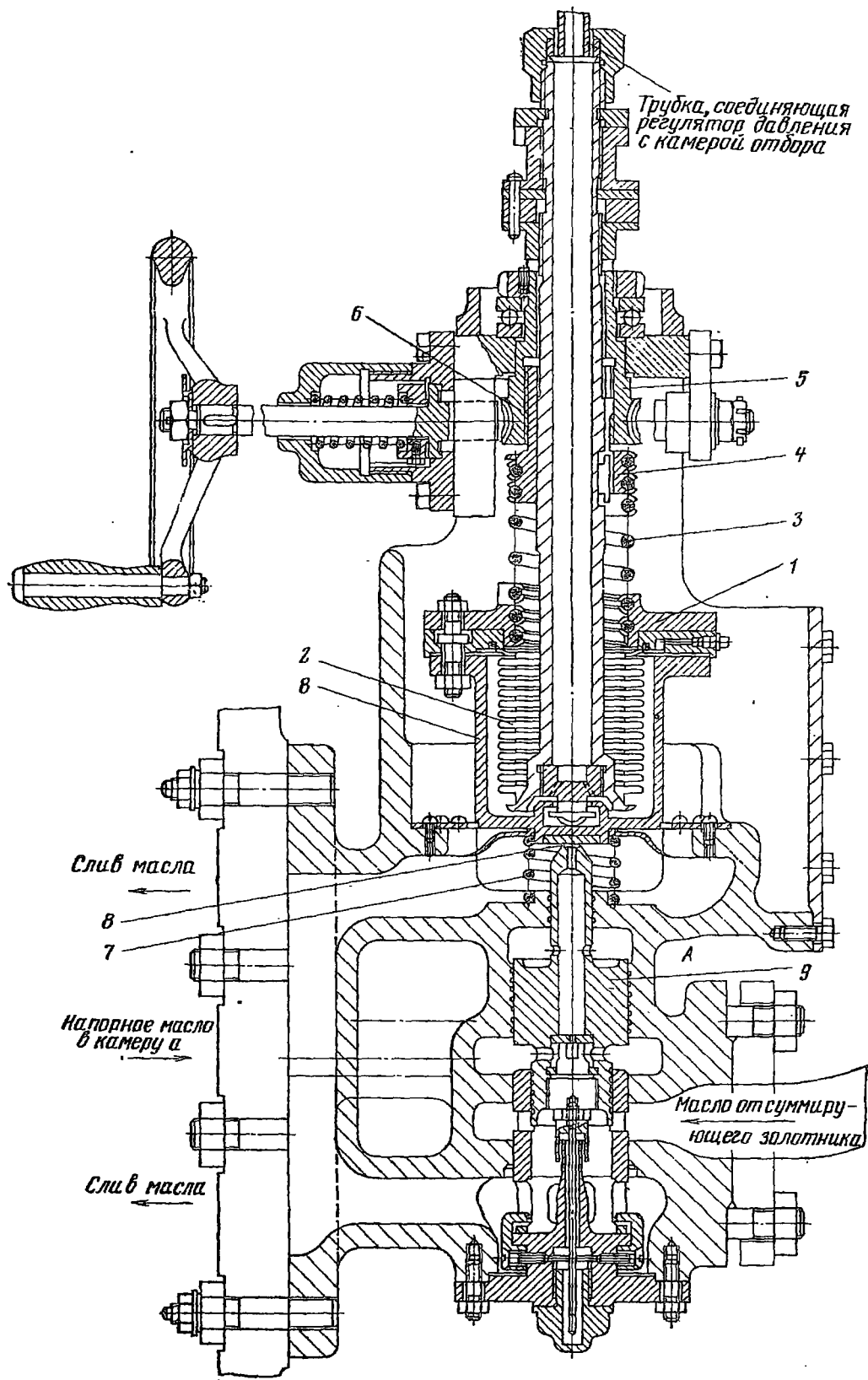


Рис. 2.33. Регулятор давления ЛМЗ

паны, пропускающие пар в ЧНД, прикроются, что приведет к сокращению пропуска пара через ЧНД. Давление в месте отбора пара в соответствии со статической характеристикой регулирования давления пара в отборе повысится почти до номинального значения. При сокращении пропуска пара через ЧНД уменьшается выработка электроэнергии. Но так как потребление электроэнергии сохранилось на прежнем уровне, уменьшится частота вращения ротора турбины, что вызовет действие регулятора скорости, который откроет клапаны ЧВД, увеличит пропуск пара через турбину и выработку электроэнергии. Итак, связь между действием регуляторов давления и скорости сохраняется и в данном случае, но только осуществляется она через изменение выработки электроэнергии. В энергетических системах большой мощности эта связь действует значительно слабее, поскольку изменение выработки электроэнергии данной турбины очень мало скажется на частоте переменного тока сети и поэтому регулятор скорости (при действии регулятора давления) останется практически неподвижным, что и будет характеризовать большое изменение выработки электроэнергии при действии регулятора давления.

При использовании отбираемого пара на отопление зданий пар передает теплоту сетевой воде, подаваемой в системы отопления домов. Теплообмен происходит в поверхностных нагревателях. Необходимое количество теплоты определяется ее расходом в системах отопления, который зависит от многих причин. Соответственно изменению потребления теплоты изменяются расход и температура сетевой воды, что в свою очередь изменяет потребление теплоты в системах отопления зданий. Поэтому целесообразней поддерживать на определенном уровне не давление пара в отборе, а температуру сетевой воды. Такая задача может быть решена, если вместо регулятора давления применить регулятор, измеряющий непосредственно температуру се-

тевой воды и в соответствии с этим изменяющий пропуск пара в ЧНД.

В несвязанных системах регулирования обязательно должна быть сохранена связь регулятора скорости с сервомоторами ЧНД. В случаях сброса нагрузки регулятор скорости должен подать достаточно большой импульс на закрытие клапанов не только ЧВД, но и ЧНД.

2.6. Подача рабочей жидкости в системы регулирования и смазки

В системах регулирования таких турбин, как К-160-130 ХТЗ, К-200-130 ЛМЗ и Т-100-130 ТМЗ, до настоящего времени в качестве рабочей жидкости используется масло. Применение масла в системе регулирования дает возможность объединить ее с системой смазки подшипников, что упрощает систему маслоснабжения. Упрощается также и конструирование элементов регулирования: поскольку масло не агрессивно химически по отношению к металлам, не требуется применения специальных металлов или защиты поверхностей, соприкасающихся с маслом, от коррозии. И только пожароопасность применения масла вынуждала заводы искать огнестойкие жидкости. Это же обстоятельство заставляло конструкторов удалять масляные системы от горячих частей турбоустановки и ограничивать давление используемого масла 2—2,5 МПа.

Подача масла в систему регулирования требовала удовлетворения некоторых специальных условий. Прежде всего количество подаваемой жидкости резко изменяется, когда система регулирования работает в аварийных условиях. Например, при сбросе нагрузки необходимо с большой скоростью переместить поршни сервомоторов из одного положения в другое. Если в системе регулирования применяются сервомоторы с двусторонним подводом жидкости (см. рис. 1.18), то для обеспечения требуемой скорости движения поршня должно резко возрасти количество подаваемого масла. Предположим, напри-

мер, что используется сервомотор с диаметром поршня 250 и ходом 300 мм. Тогда объем, описываемый этим поршнем, составит $0,0147 \text{ м}^3$. Если это перемещение поршня сервомотора следует совершить за 0,2 с, то расход масла должен возрасти на $0,0735 \text{ м}^3/\text{с}$, или $4,4 \text{ м}^3/\text{мин}$. Если учесть, что в нормальных условиях подача масла в систему регулирования не превышает $2\text{—}3 \text{ м}^3/\text{мин}$, то видно, что она должна существенно возрасти. Такое увеличение расхода масла требует наличия насосов, обладающих соответствующей подачей. При этом следует учитывать, что, поскольку неизвестно, когда произойдет авария, насосы всегда должны работать с полной подачей. Чтобы снизить затраты мощности на привод насосов, заводы пошли на применение пружинных сервомоторов с односторонним подводом масла. Это дало возможность в аварийной ситуации, когда надо быстро закрыть клапаны, перемещать поршни сервомоторов действием пружин без подачи масла, только быстро открывая слив его через золотник. Это позволило резко уменьшить подачу насосов. Кроме того, заводы отказались от использования объемных насосов, подача которых практически постоянна при всех режимах, заменив их центробежными. Как уже упоминалось, в этом случае при открытии золотника и, следовательно, уменьшении сопротивления на выходе насоса его подача существенно возрастает (рис. 2.25).

На турбинах, перечисленных выше, насосы приводились в движение непосредственно от вала турбины. Это повышало надежность подачи масла, что особенно важно для системы смазки. При таком маслоснабжении один и тот же насос подавал масло как в систему регулирования, так и на смазку. При этом для уменьшения расхода энергии в систему смазки масло подавалось от инжектора с относительно малым напором. Как уже упоминалось, для создания постоянного подпора на входе в насос масло в него также подавалось от инжектора. Чтобы дополнительно снизить рас-

ход энергии, было предложено использовать два инжектора: один для подачи масла на вход в насос, а другой — на смазку [9]. Сейчас эта схема используется на всех турбинах с подобной системой маслоснабжения. Она особенно надежна, поскольку обеспечивает безаварийную экстренную остановку турбины за счет подачи масла от насоса, вращаемого турбиной на выбеге. При этом требуется только обеспечить плотность входной части насоса, в которой при снижении частоты вращения возможно появление разрежения. Чтобы обеспечить работу насоса без срыва, необходимо подвести к его входной части уплотняющее масло (рис. 2.26), как это выполнено на насосах турбин ЛМЗ.

В нормальных условиях эксплуатации при остановке турбины включается специальный пусковой насос, приводимый в движение от электродвигателя. Прекращение подачи масла в систему регулирования вызывает закрытие клапанов и поэтому не грозит повреждением турбины. Прекращение же, даже на очень небольшое время, подачи масла в систему смазки может привести к расплавлению баббита в подшипниках и вызвать тяжелую аварию. Для предотвращения аварии в системах маслоснабжения устанавливаются специальные реле, которые при снижении давления в системе смазки до аварийного уровня включают специальный резервный масляный насос с электроприводом от двигателя переменного тока, а при дальнейшем падении давления — насос с электроприводом постоянного тока, получающим питание от специальной аккумуляторной батареи. При этом насосы подают масло в систему смазки, минуя маслоохладители, что позволило снизить мощность электродвигателей постоянного тока. Поскольку насосы подают масло только во время остановки турбины, такой способ маслоснабжения подшипников не приведет к резкому возрастанию температуры масла. Как показали специальные испытания, насосы, приводимые в движение от вала

турбины, обеспечивают практически безаварийную остановку турбины и без включения аварийных масляных насосов. Для этого необходимо только обеспечить плотность входной части насоса.

Масло забирается насосами из масляного бака, куда оно сливается из подшипников и из системы регулирования. В сливаемом масле имеются механические примеси, вода и воздух. Все примеси вредны как для масла, так и для систем регулирования и смазки. Механические примеси могут вызвать заедания в системах регулирования и усиленный износ баббитовой заливки подшипников. Наличие воды уменьшает вязкость масла и тем самым снижает его способность к образованию несущего масляного клина в подшипнике. Воздух создает эффект сжимаемости и может вредно сказаться на работе как регулирования, так и смазки. Перечисленные примеси из масла следует удалять. Снижение скорости течения масла при попадании в масляный бак позволяет выделиться из него механическим примесям и воде. Сложнее с выделением воздуха, пузырьки которого отделяются с большим трудом. Для их удаления В. Н. Казанским и С. Г. Смелъницким [7] предложено остроумное приспособление, идея которого очень проста. Пузырьки воздуха всплывают в масле с тем большей скоростью, чем больше диаметр пузырьков. Сопротивление движению пузырька пропорционально площади его поверхности, а выталкивающая сила — объему. Площадь поверхности пропорциональна квадрату диаметра, а объем — кубу. Следовательно, отношение выталкивающей силы к силе сопротивления пропорционально диаметру пузырька. Чтобы соединить мелкие пузырьки воздуха в сравнительно большие, С. Г. Смелъницкий и В. Н. Казанский предложили, во-первых, удлинить путь движения пузырьков, а во-вторых, столкнуть их с жесткой стенкой, которая объединит пузырьки. Для этой цели в баке были расположены наклонные перегородки (рис. 2.34), по которым воз-

дух выделяется из масла. В масле, разбитом на слои малой высоты, уменьшается высота всплытия пузырьков до твердой поверхности, около которой происходит их объединение и как следствие — увеличение диаметра пузырьков, что приводит к лучшему выделению их из масла. Опыт подтвердил это предположение, и баки с наклонными перегородками 1 нашли достаточно широкое применение в практике турбостроения.

Объемы масляных баков выбираются с таким расчетом, чтобы масло находилось в них около 6—7 мин. За это время жесткие механические примеси и вода успевают осесть на дно, откуда впоследствии удаляются. Затем масло проходит через два ряда сеток 2. Два ряда выбраны для того, чтобы одну сетку можно было вынуть, не нарушив фильтрации масла. Во всасывающий патрубок насоса или инжектора масло поступает из «чистого отсека» после сеток.

После бака масло насосом подается в поверхностные маслоохладители. До последнего времени давление масла всегда поддерживалось выше давления охлаждающей воды. Сейчас, в связи с задачей сохранить чистоту окружающей среды, нельзя допустить попадания масла в охлаждающую воду. Но если давление воды выбрать большим, чем давление масла, то возможно попадание воды в масло, что, как уже указывалось, недопустимо из-за старения масла и ухудшения его качества. Такое положение особенно нетерпимо в случае применения в системе смазки дорогостоящего ОМТИ (огнестойкое

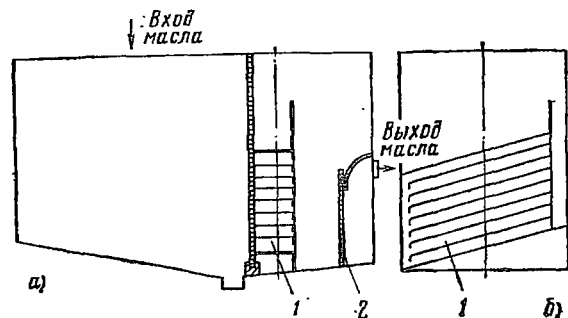


Рис. 2.34. Бак с наклонными перегородками:

а — вид спереди; б — вид сбоку

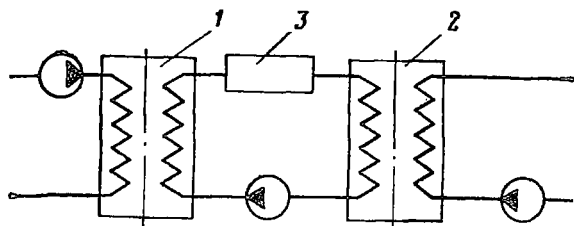


Рис. 2.35. Двухконтурная система охлаждения масла

масло теплотехнического института). Попадание воды в ОМТИ ускоряет старение его, что требует более частой его замены. Найденные пока решения — это либо применение особо плотных маслоохладителей, либо использование двухконтурной системы (рис. 2.35). В последнем случае в маслоохладителях первого контура 1 давление масла поддерживают выше давления охлаждающей воды, которая отдает теплоту в поверхностных охладителях 2, где давление охлаждающей воды выше давления охлаждаемой. В этом случае специальной очистке подвергается промежуточная охлаждающая вода в очистителях 3, а водоемы, из которых берется вода для охлаждения этой воды, защищены от попадания в них масла.

В современных турбогенераторах большой мощности перешли на электропривод всех насосов, как регулирования, так и смазки.

Как уже упоминалось, прекращение подачи жидкости в систему регулирования приводит только к остановке блока без повреждения оборудования. Опасна только остановка насосов, питающих систему смазки. В этом случае безопасность обеспечивается введением двойного аварийного резерва — с двигателями переменного и постоянного тока. Но практика эксплуатации показала, что даже такой двойной резерв не всегда обеспечивает безаварийность остановки турбины. Полная безопасность обеспечивается использованием резервных емкостей в крышках подшипников, что сейчас и принято всеми заводами СССР.

Эта система резервного маслоснабжения, разработанная ВТИ, за-

ключается в создании в крышках подшипников специальных емкостей, обеспечивающих безаварийную остановку турбины даже без подачи масла от насосов (рис. 2.36). Масло в камеру 1 подается через трубу 2, соединенную со входом в масляный клин, где при нормальной подаче создается избыточное давление. Избыток масла сливается в картер через сливную трубу 3. При прекращении подачи масла в подшипник от насоса пропадает подпор на входе в масляный клин и масло из камеры самотеком поступает в подшипник. Количество масла, которое необходимо иметь в камере над подшипником, должно обеспечить безаварийную остановку турбины. Выбег турбины длится примерно 30—35 мин. Чтобы обеспечить даже уменьшенную подачу масла на все время выбега для современного агрегата с диаметром шейки вала от 300 до 600 мм, потребовалось бы иметь емкость бачка примерно на 5—10 т масла. Ясно, что такие емкости слишком громоздки и сами по себе были бы пожароопасны. Прежде всего было принято, что остановку следует проводить со срывом вакуума, что примерно вдвое уменьшает время выбега агрегата. Далее было установлено, что подачу масла можно уменьшать примерно пропорционально снижению частоты вращения ротора. При этом необходимое количество масла уменьшается в несколько раз. Но такая подача тре-

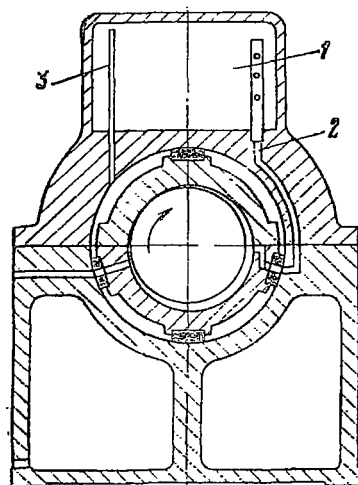


Рис. 2.36. Противоаварийная система маслоснабжения

бовала установки специального регулирующего устройства, что снижало надежность маслоснабжения.

А. П. Жаров предложил метод, с помощью которого просто и надежно удастся обеспечить желаемую подачу масла из камеры в крышке подшипника к началу масляного клина. В трубе 2 по ее высоте выполняется ряд отверстий, через которые масло сливается в подшипник. Сначала масло проходит в подшипник через все отверстия и торцевой вход в трубу. По мере опорожнения камеры в ней снижается уровень масла, уменьшаются число отверстий, через которые выливается масло, и их диаметр, что вызывает сокращение расхода выте-

кающего масла соответственно уменьшающейся потребности в масле. Такой способ резервного маслоснабжения позволил резко уменьшить объем запасаемого масла в камерах. Для шейки вала диаметром 400 мм оказался достаточным запас, равный 400 л, для выбега ротора примерно в течение 20 мин. Этот способ был дважды проверен на работающих турбоагрегатах ХТЗ мощностью 300 МВт. Была проведена полная остановка ротора от номинальной частоты вращения, равной $n = 3000$ об/мин. При этом измерялись опорожнение камер и температура вкладышей подшипников в наиболее нагруженной части баббитовой заливки (рис. 2.37).

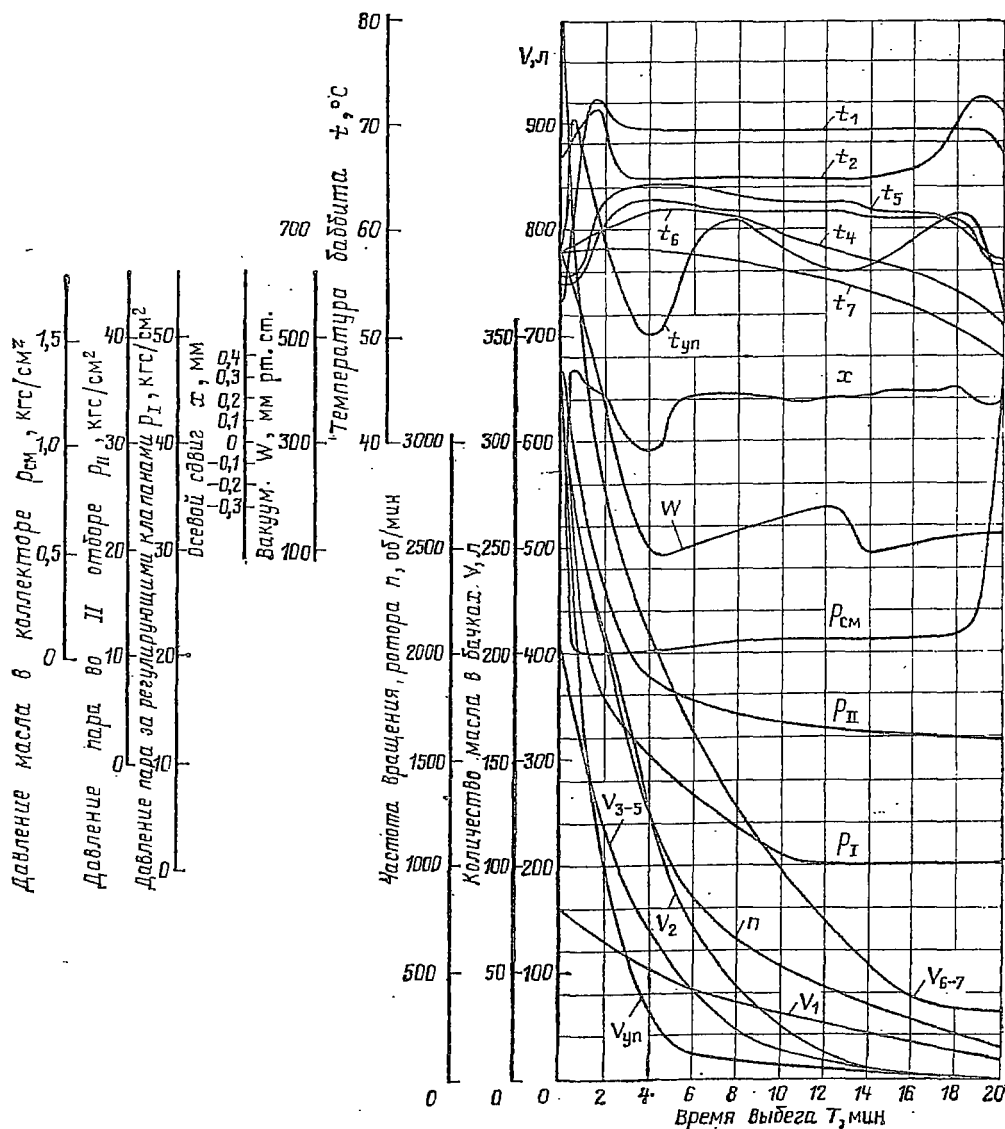


Рис. 2.37. Результаты проверки противоаварийной системы маслоснабжения

Как видно из рис. 2.37, масло из бачков (кривые $V_1 - V_7$) сливалось по требуемому закону. Из-за срыва вакуума длительность выбега ротора составила 20 мин. Температура баббита вкладышей поднялась сначала до 70°C и далее нигде не превысила это вполне допустимое значение.

Положительные результаты этих испытаний подтвердили надежность предложенного способа аварийного маслоснабжения, и поэтому в СССР все турбинные заводы строят мощные турбины с обязательным использованием резервных емкостей.

Применение ОМТИ позволяет использовать ту же систему маслоснабжения (как для регулирования, так и для смазки), что и при использовании масла. Но пожаробезопасность этих систем позволила поднять давление питания системы регулирования до 4—4,5 МПа, что заметно уменьшило потребность в масле. Применением одновременно с этим сервомоторов с односторонним подводом жидкости и движением в сторону закрытия с помощью пружин были получены системы регулирования с очень малым расходом жидкости в условиях нормальных режимов, что позволило значительно сократить емкость бака ОМТИ в турбине. Так, для турбин К-300-240 огнестойкое масло находилось в системе регулирования в количестве всего 4 т при давлении ОМТИ 4,3 МПа.

Особенность ОМТИ состоит еще и в том, что плотность этой жидкости выше плотности воды. Это затрудняет очистку сливов ОМТИ в сточные каналы, а попадание остатков ОМТИ в реки приводит к заражению водоемов. Поэтому требуется специальная очистка сливаемых остатков этой жидкости.

Несколько особо стоит вопрос о подаче воды в системы водяного регулирования. Здесь есть два пути: применить открытую или закрытую систему. В открытой системе (рис. 2.38) водоснабжение обеспечивается от конденсатных насосов турбины. Из системы регулирования 5 вода сливается в бак 4, а из бака —

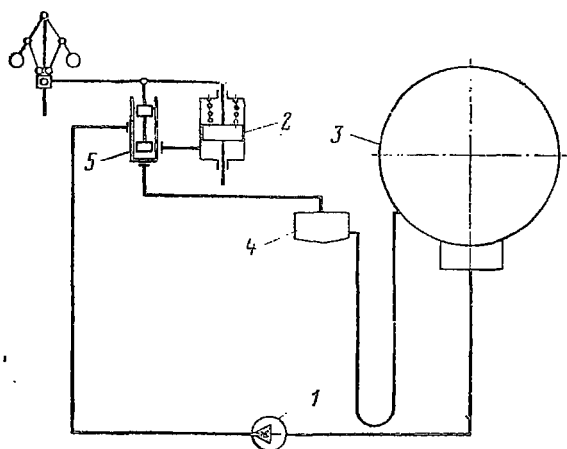


Рис. 2.38. Открытая система водоснабжения

в конденсатор 3. Такая система не требует специальных охлаждающих устройств. Мощные конденсатные насосы 1 легко воспринимают небольшую для них перегрузку при движении сервомоторов 2 с двусторонним подводом воды. Очистка конденсата от примесей необходима и для питания котлов. Недостаток открытой схемы в том, что в запроектированных системах регенеративного подогрева давление на выходе конденсатных насосов мало. Если ранее оно было около 2 МПа, то теперь оказалось, что для системы регенерации это давление велико. В то же время для систем регулирования, как показал опыт эксплуатации, такое давление мало. Поэтому в водяных системах регулирования перешли на замкнутую систему (рис. 2.39). В замкнутой системе, как и во всякой другой схеме подачи жидкости в систему ре-

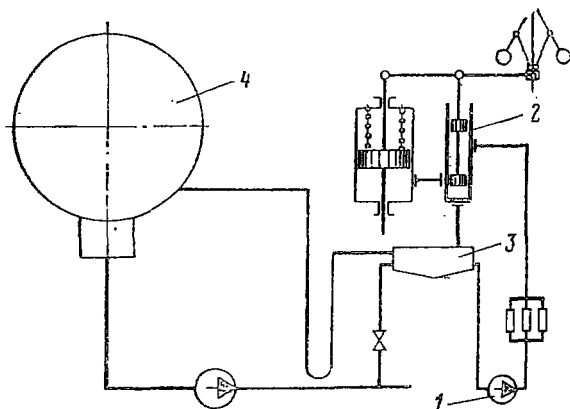


Рис. 2.39. Замкнутая система водоснабжения

гулирования, жидкость сливается из системы в бак 3, а из бака забирается специальными насосами 1 и вновь подается в систему регулирования 2. Охлаждение воды осуществляется постоянной дополнительной подпиткой системы водой от конденсатных насосов турбины. Излишек воды все время сливается в конденсатор 4. Преимущество такой системы — полная разобщенность с основной системой подачи воды в турбоустановке, недостаток — необходимость работать со стопроцентным избытком расхода насосов на случаи быстрых перемещений поршня сервомотора, когда требуется быстрое увеличение расхода воды. Вода пропускается через сетчатые фильтры на напорной стороне, промываемые обратным потоком воды. Для этого необходимо иметь стопроцентный запас фильтров.

При водяной системе регулирования исключаются заботы не только о пожаробезопасности, но и о возможности загрязнения внешнего водяного бассейна. Применение воды позволяет резко повысить ее давление в системе регулирования, и в этом отношении интересен опыт использования питательной воды в системах регулирования.

Применение воды в системах регулирования значительно упростило эксплуатацию таких турбин. Не требуются какие-либо устройства для очистки баков регулирования. Слив воды из них направляется через специальный гидрозатвор в конденсатор турбины, а охлаждение воды ведется постоянной добавкой воды от конденсатных насосов. Давление воды в системах регулирования определяется выбором типов источников питания: конденсатных или питательных насосов. И тот, и другой способ питания проверен в условиях длительной эксплуатации. Применение воды в системе регулирования сохраняет масло в системе смазки. И хотя в данном случае пожароопасность резко снижена, она все же не исключена. В системах регулирования давление масла резко повышается из-за гидравлических ударов, по-

являющихся при всякой остановке сервомотора при полном открытии или закрытии клапанов. При этом сила гидроудара резко возрастает с повышением скорости движения поршня сервомотора. Последняя определяется временем полного перемещения поршня сервомотора, достигающим 0,1 с. В системах смазки давление значительно меньше и гидроударов нет. Поэтому загорание масла в данном случае может быть только в результате плохой работы ремонтного или эксплуатационного персонала или общего разрушения агрегата в случаях разгона турбин при сбросах нагрузки или по каким-либо иным причинам.

Трудность применения воды в системах смазки связана с малой ее вязкостью, из-за чего при вращении вала она не захватывается поверхностью шейки и не создается клин в зазоре между валом и подшипником. Поэтому и не возникает подъемная сила, удерживающая вал во взвешенном положении. В тех случаях, когда применяется вода, либо используется гидростатический принцип, либо применяются материалы, не требующие смазки, вода идет только на охлаждение шейки вала. Гидростатическая опора изображена на рис. 2.40. В опоре создается карман 2, в который от насоса, развивающего давление p_0 , подается вода или другая жидкость. Давление в кармане p , действующее на поверхность площадью F , поддерживает вал. Зазор δ между валом 1 и опорой определяется выбранным расходом, но в то же

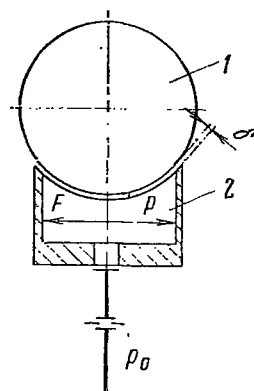


Рис. 2.40. Гидростатическая опора

время он должен быть больше двойной амплитуды возможных колебаний вала. В обычных подшипниках расход жидкости также зависит от зазора Δ , но этот зазор значительно меньше возможного смещения вала и поэтому не он определяет возможные отклонения вала по вертикали. Широкое распространение нашли водяные подшипники машин с малым зазором по всей поверхности и подводом жидкости через сверления малого сечения непосредственно в зазор. Давление в зазоре повышается по мере его уменьшения, а расход жидкости значительно снижается из-за наличия большого сопротивления щели малого размера, через которую она вытекает. Такой простой способ решения задачи не подходит для шеек нагруженных валов паровых турбин уже хотя бы потому, что недопустимо велико изменение диаметра шейки из-за влияния температуры нагрева вала. Применение обычного гидростатического подшипника (рис. 2.40) требует довольно больших зазоров, причем они должны располагаться с учетом возможности отклонения вала по вертикали, что резко снижает несущую способность подшипника и увеличивает расход жидкости. Правда, следует иметь в виду, что мощность, затрачиваемая

в обычном масляном подшипнике, тоже достаточно велика и для шейки вала диаметром 400 мм составляет около 400 кВт.

Гидростатические подшипники имели бы очень существенное преимущество перед другими, если бы в качестве рабочего тела был использован пар. В этом случае удалось бы избежать применения концевых уплотнений в разделяющих стенках цилиндров высокого и среднего давлений. При этом потери, определяемые утечками через концевые уплотнения, практически полностью компенсировали бы всю потерю, связанную с использованием пара в подшипниках паровых турбин. Применение паровых подшипников позволило бы резко сократить длину паровой турбины. Но применение пара в подшипниках затруднено его сжимаемостью, вызывающей колебания вала в радиальном направлении. Уменьшение зазора при смещениях вала не приводит к быстрому изменению опорного давления, что и вызывает продолжение его смещения.

Применение газовых подшипников особенно большое значение имеет для вращающихся валов компрессоров, сжимающих ядовитые вещества. Только в этом случае удалось бы исключить вывод вала из корпуса.

Глава третья

Проверка работы систем регулирования и защиты

3.1. Снятие статических характеристик системы регулирования и ее элементов

Система регулирования изменяет мощность турбины при отклонении частоты тока сети. Последнее происходит из-за непрерывного изменения потребления мощности из сети. Статическая характеристика регулирования показывает, как должна измениться мощность турбоагрегата при определенном изменении частоты вращения ротора. Изменение частоты вращения измеряется регулятором скорости, который передает импульс через промежуточные звенья усиления на перемещение сервомотора. Сервомотор управляет регулирую-

щими клапанами, и цикл регулирования замыкается. Итак, импульс по частоте, пройдя через систему регулирования, изменяет мощность турбины. Следовательно, для определения точности действия системы регулирования необходимо изменить частоту вращения ротора турбины и найти реакцию системы на это изменение.

В Советском Союзе принят следующий способ определения статической характеристики. На холостом ходу при неизменном положении МУТ 5 (рис. 3.1) медленно изменяют пропуск пара через турбину. Это вызывает изменение частоты вращения ротора и соответствующее перемещение сервомотора 4. При этом однако, сервомотор 4 не нагружен большим усилием от клапанов, что может вызвать некоторое изме-

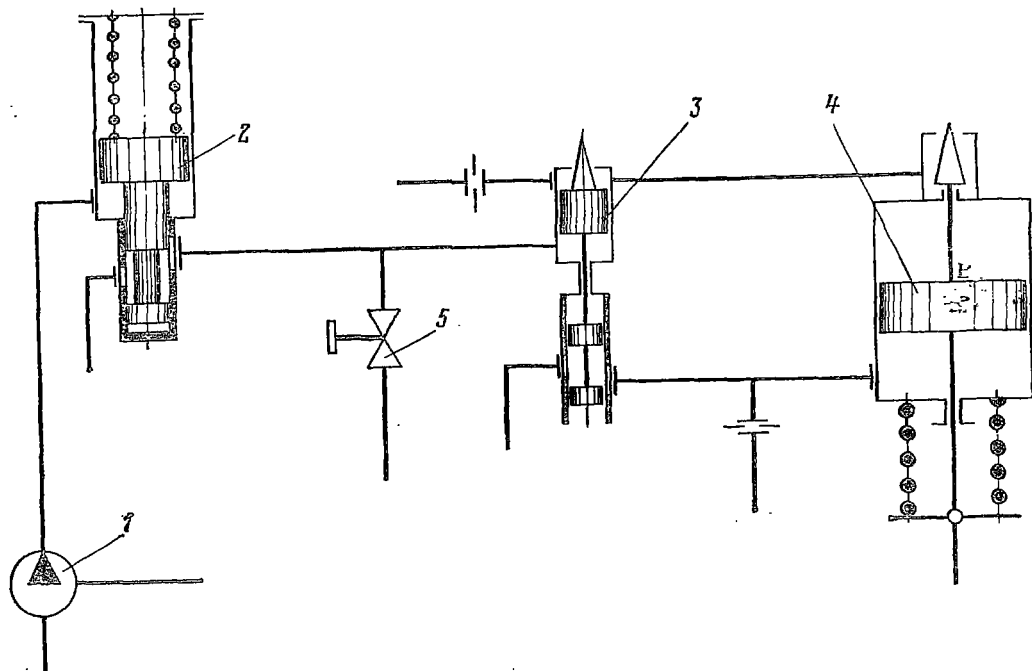


Рис. 3.1. Гидродинамическая система регулирования

нение его чувствительности к изменению частоты вращения ротора. Несмотря на это международная рабочая группа, занимавшаяся составлением правил по испытанию турбин, приняла именно этот способ снятия статической характеристики за единственно правильный. Зависимость перемещения сервомотора и соответствующего изменения мощности от частоты вращения снимается под нагрузкой. Получив две зависимости $z = f(n)$ и $N = f(z)$, где z — положение поршня главного сервомотора, и исключив из них координату z , найдем $N = f(n)$.

Следует отметить, что зависимость $z = f(n)$ включает в себя характеристики многих элементов регулирования. Как будет показано, эти характеристики необходимы для решения многих задач и также могут быть получены экспериментально.

В современных системах регулирования не всегда используются регуляторы скорости, в которых частота вращения преобразуется непосредственно в импульс, прямо или после усиления воздействующий на золотники главных сервомоторов. Например, в так называемых гидродинамических системах частота вращения преобразуется в давление жидкости, а уже это давление в регуляторах скорости преобразуется в командный импульс. В электрогидравлических системах частота вращения преобразуется сначала в электрический импульс, который затем преобразуется в гидравлический и передается далее по системе регулирования. Поэтому целесообразно выделить отдельный элемент — датчик частоты вращения, который передает импульс регулятору скорости, преобразующему этот импульс в командный — гидравлический.

При изменении частоты вращения ротора на холостом ходу турбины записывают частоту вращения, измеренную специальными, достаточно точными приборами, и одновременно измеряют изменение параметра, в который датчик преобразует частоту вращения. Например, в гидродинамической системе регулирования таким параметром является давление жидкости на выходе из импеллера 1 (рис. 3.1).

Это давление должно быть пропорционально квадрату частоты вращения. Но оно зависит, кроме того, от наличия воздуха в жидкости, от ее температуры и других побочных факторов. Записывая это давление, не только определяют точность зависимости его от частоты вращения, но и выявляют пульсацию давления и зависимость его от других, побочных факторов. Поэтому снятие этой характеристики требует точности и тщательности всех измерений и наблюдения за поведением датчика.

Так же следует измерять напряжение электрического датчика и его зависимость от частоты вращения ротора в электрических системах регулирования. И в этом случае напряжение может неоднозначно зависеть от частоты вращения. Иногда появляется дополнительное влияние на датчик токоведущих импульсов, искажающих получаемую зависимость. Снятие статической характеристики должно установить наличие подобных искажений и их влияние на точность преобразования частоты вращения в напряжение.

В регуляторе скорости ЛМЗ, как и в других механических регуляторах, при снятии статической характеристики определяется зависимость перемещения следающего золотника от частоты вращения ротора турбины.

По снятым статическим характеристикам определяют и нечувствительность датчика скорости 2. Для этого опыт проводится таким образом, чтобы в диапазоне регулирования частота вращения сначала повышалась, а затем снижалась. Разность параметров частоты вращения, полученных при одном и том же положении сервомотора, отнесенная к номинальному ее значению, и будет определять нечувствительность датчика или регулятора скорости.

В таких регуляторах, как гидродинамические, электрические и некоторые механические, могут быть выделены элементы, преобразующие частоту вращения в промежуточный параметр, который после этого в специальном органе в свою очередь преобразуется в гидравлическую команду. Характеристику этого преобразователя, называемого регулятором скорости, снимают отдельно. К регуляторам такого типа относится, например, мембранно-ленточный преобразователь А. В. Щегляева (см. рис. 2.30). В нем давление от импеллера преобразуется в командное давление в сопле, которое изменяется при прогибе ленточной стойки. Но, как уже отмечалось, прогиб стойки в значительной степени зависит от давления на нее жидкости в сопле, изменение которого и должно определять передачу команды в линию первого усиления. При снятии статической характеристики регулятора скорости определяется зависимость давления в линии первого усиления при неизменном положении МУТ от изменения давления за импеллером. В данном случае статическую характеристику следует снимать при некотором искусственно изменяющемся начальном давлении жидкости, подаваемой в линию первого усиления. Так же снимается статическая характеристика и при использовании других регуляторов скорости, выдающих команду в линию первого усиления.

По статической характеристике регулятора скорости определяют не только форму зависимости давления в линии первого усиления от промежуточного параметра, но и степень нечувствительности этого элемента.

При снятии статической характеристики регулятора скорости ВТИ (см. рис. 2.29) необходимо помнить о его двойной характеристике. При перемещении подвижной части одновременно с открытием слива жидкости из двойного сопла закрывается подвод воды в верхнюю часть регулятора, что снижает в нем давление и приводит к увеличению перепада давления на подвижной части, а это вызывает большое снижение давления в двойном сопле. Поэтому при снятии статической характеристики необходимо, учитывая эту особенность регулятора скорости, выделить ее начальную часть, которая при всех установившихся нагрузках будет действительно статической характеристикой системы регулирования. Характеристика, которая действительно только при сбросах нагрузки и увеличе-

нии частоты вращения, будет динамической «статической» характеристикой. Таким образом, регулятор скорости ВТИ является носителем идеи разделения статических характеристик на статическую и динамическую (см. рис. 3.4). Поэтому различают две степени неравномерности: статическую и динамическую. Первая определяет реакцию данной системы регулирования на колебания частоты вращения ротора в нормальных условиях эксплуатации, а вторая — реакцию на отклонение частоты в аварийных режимах. И степени нечувствительности также различаются, хотя они могут быть и одинаковыми.

Статическую характеристику регулятора давления снимают по существу так же, как и регулятора скорости, только меняют и записывают не частоту вращения, а давление и следующие за ним изменения положения выходного звена.

Зависимость перемещения штока сервомотора от изменения давления в линии первого усиления (рис. 3.2) всегда получается с некоторой нечувствительностью, определяемой вредными силами сопротивления перемещению сервомотора. При этом следует иметь в виду, что статическая характеристика сервомотора, снятая на остановленной турбине, будет отличаться от той, которая получается при работе турбины под нагрузкой. Определить изменение усилия, передаваемого на шток сервомотора при прямом и обратном движениях клапанов под нагрузкой, можно по давлению жидкости под поршнем сервомотора. Разность давлений будет характеризовать степень нечувствительности.

При снятии статической характеристики сервомотора на холостом ходу следует особенно следить за тем, чтобы изменение частоты вращения ротора было по возможности медленным. Чем больше скорость изменения частоты вращения, тем больше будет отставать действие обратной связи от действия прямого импульса, так как тем больше должно быть открытие золотника, чтобы обеспечить большую скорость движения поршня в ту или другую сторону. Это изменит связь передаваемого импульса и соответствующего положения серво-

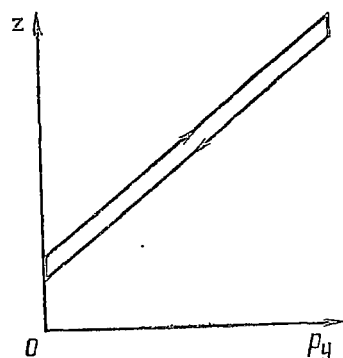


Рис. 3.2. Статическая характеристика сервомотора

тора, что и скажется на характере полученной зависимости.

В статическую характеристику сервомотора иногда включают зависимость нагрузки от положения поршня сервомотора, снимаемую при нагружении агрегата. При этом необходимо следить за тщательностью поддержания всех параметров пара до турбины и после нее, поскольку изменение каждого из них будет влиять на нагрузку при данном положении поршня сервомотора.

Если в системе регулирования имеется несколько сервомоторов, перемещающих отдельные клапаны, то следует снимать характеристики всех сервомоторов, строя их в зависимости от давления в линии первого усиления. При этом будут получены две характеристики. Первая покажет порядок открытия клапанов или перемещения поршней сервомоторов, а вторая — зависимость нагрузки от давления в линии первого усиления.

3.2. Построение статической характеристики системы регулирования

Как было выяснено, статическая характеристика системы регулирования определяется статическими характеристиками отдельных элементов регулирования. Впервые такую суммарную характеристику предложил строить А. В. Щегляев [16]. При этом входящие в построение характеристики самн иногда определяются несколькими отдельными характеристиками. На рис. 3.3 показан способ построения подобной характеристики. Во втором квадранте строится зависимость давления в линии первого усиления от изменения частоты вращения вала агрегата. Собственно, это уже сумма двух характеристик: датчика скорости и регулятора скорости. В случае применения регулятора скорости с разделенными статической и динамической ха-

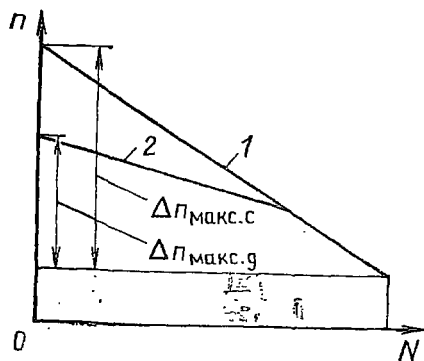


Рис. 3.4. Разделение скоростных характеристик

рактеристиками следует использовать собственно статическую характеристику, т. е. кривую 1 на рис. 3.4. Часто строят эту характеристику, используя кривую 2, и тем самым искажают представление о поведении этой системы в нормальных условиях эксплуатации. Далее, в третьем квадранте строится зависимость перемещения поршня сервомотора от изменения давления в линии первого усиления. В четвертом квадранте строится суммарная характеристика изменения нагрузки в зависимости от перемещения поршня сервомотора. Эта характеристика включает в себя и характеристики регулирующих клапанов (1—4 на рис. 3.5). По характеристикам отдельных элементов системы регулирования в первом квадранте строится суммарная статическая характеристика, которая определяет влияние изменения частоты вращения на нагрузку данного агрегата. Это и есть статическая характеристика системы регулирования.

Часто на диаграмме А. В. Щегляева используется несколько иное сочетание характеристик, а именно: первой выбирается зависимость перемещения муфты регулятора скорости от изменения частоты вращения вала агрегата, т. е. $x = f(n)$. Далее используется зависимость $z = f(x)$ и, наконец, характеристика $N = f(z)$, в которую в неявном виде вводится зависимость мощности агрегата от очередности открытия клапанов и их характеристик.

Статические характеристики снимаются обычно при трех положениях МУТ. По ним определяется и степень нечувствительности системы регулирования, которая не должна превышать 0,3%.

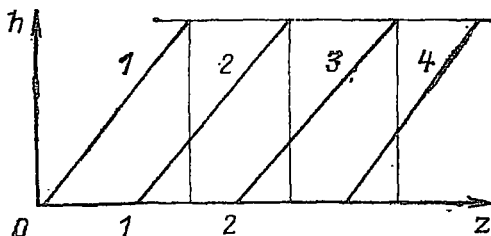


Рис. 3.5. Характеристика регулирующих клапанов

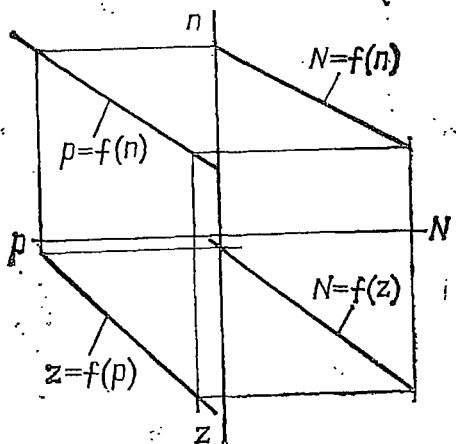


Рис. 3.3. Статическая характеристика системы регулирования (диаграмма) А. В. Щегляева

Статическая характеристика должна обязательно сниматься после капитального ремонта турбины и после всех изменений, вносимых в систему регулирования при ее наладке. Если учесть, что доля изменения нагрузки системы, воспринимаемой данной турбиной, пропорциональна $N_{\text{макс}}/\delta$, то можно установить, как данная турбина будет реагировать на изменение частоты сети.

3.3. Изменение степени неравномерности регулирования

По ГОСТ и ПТЭ степень неравномерности регулирования частоты вращения вала турбоагрегата, приводящего во вращение генератор переменного тока, должна быть равна $4,5 \pm 0,5\%$. Это значение появилось в результате исследования систем регулирования турбин мощностью 15—25 МВт для давления пара, равного 2,5—3,0 МПа. Для этих турбин неравномерность, равная 5%, была наименьшей из возможных, при которых удавалось получать устойчивую работу при всех нагрузках турбины. В то же время такая степень неравномерности обеспечивала сравнительно малое повышение частоты вращения ротора при сбросе нагрузки, позволившее выбрать уровень максимального повышения частоты вращения ротора, безопасного для прочности ротора, равным 10%.

Для современных паротурбинных агрегатов большой мощности степень неравномерности, равная 5%, не обеспечивает повышения частоты вращения ротора турбины только на 10% при сбросах полной нагрузки без введения специальных устройств. Но и уменьшение неравномерности не создает условий для устойчивой работы на всем диапазоне — от холостого хода до полной нагрузки. Поэтому это значение неравномерности оставлено как приемлемое.

Как видно из рис. 3.6, изменение формы любой из характеристик непосредст-

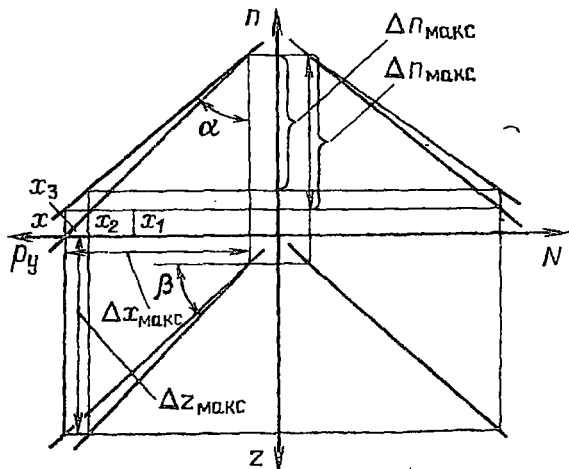


Рис. 3.6. Изменение степени неравномерности регулирования

венно сказывается на форме статической характеристики регулирования. Предположим, что необходимо увеличить степень неравномерности системы регулирования. Один из возможных способов — увеличение жесткости пружины регулятора скорости. В этом случае, чтобы перевести муфту регулятора скорости из положения x_1 в положение x_2 , требуется большее изменение усилия в пружине. Соответственно этому потребуется большее изменение частоты вращения регулятора скорости, а значит, и ротора турбины. Только в этом случае сервомотор и клапаны турбины смогут переместиться на $\Delta z_{\text{макс}}$.

Но не всегда имеется возможность изменить жесткость пружины регулятора скорости. Тогда для увеличения степени неравномерности регулирования целесообразно увеличить ход муфты регулятора $\Delta x_{\text{макс}}$ от x_1 до x_2 или от x_1 до x_3 . Если при этом жесткость пружины регулятора остается неизменной, т. е. угол α наклона его характеристики постоянный, то, как видно из рис. 3.6, для увеличения степени неравномерности необходимо изменить угол β характеристики $z = f(x)$, определяющий отношение $\Delta z_{\text{макс}}/\Delta x_{\text{макс}}$.

3.4. Местная степень неравномерности регулирования

Форма статической характеристики не обязательно должна быть и не всегда бывает линейной. Действующими нормами ГОСТ, ПТЭ разрешается иметь отличный от среднего наклон статической характеристики в отдельных точках. Такое отклонение формы статической характеристики от линейной принято характеризовать местной неравномерностью. На рис. 3.7 изображена статическая характеристика с более крутыми участками вблизи холостого хода

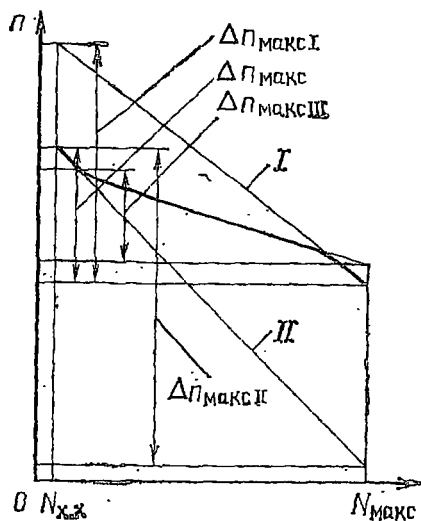


Рис. 3.7. Нелинейная статическая характеристика

и максимальной нагрузки. Угол наклона в этих частях статической характеристики опять-таки относят к полному изменению мощности турбины. Для того чтобы узнать, какова местная степень неравномерности на участке, проводят касательную (I) к этому участку характеристики и находят, как показано на рис. 3.7, отношение $\Delta n_{\text{макс } I}/n_0$, которое и будет искомым значением местной степени неравномерности. При полной нагрузке местная степень неравномерности может значительно превышать среднее значение, но не более чем в 3 раза. Превышение необходимо для того, чтобы на этом участке турбоагрегат меньше реагировал на изменение частоты. Такое требование чаще всего предъявляется к наиболее мощным и экономичным агрегатам.

По ГОСТ и ПТЭ разрешается также иметь повышенную неравномерность в области холостого хода (касательная II). Повышенная неравномерность, в данном случае определяемая отношением $\Delta n_{\text{макс } II}/n_0$, позволит с меньшими случайными колебаниями поддерживать частоту вращения ротора перед включением турбогенератора в сеть.

При всех отклонениях формы статической характеристики от линейной не следует забывать, что средняя степень неравномерности должна оставаться в пределах 5%, т. е. $\delta = \Delta n_{\text{макс}}/n_0 \approx 5\%$, причем местная неравномерность в средней части статической характеристики не должна быть меньше 2%, иначе в этой зоне могут появиться самопроизвольные колебания нагрузки.

Особенно часто произвольное влияние на степень неравномерности оказывает изменение порядка открытия регулирующих клапанов. Но прежде чем рассмотреть этот вопрос, обратим внимание на следующее.

Характеристика, располагающаяся в нижнем правом квадранте диаграммы А. В. Щегляева (рис. 3.6), определяется

как зависимостью подъема клапана от перемещения штока сервомотора, так и связью между расходом пара и подъемом клапана, т. е. $h = f(z)$ и $G = f(h)$, где h — подъем клапана; G — расход пара.

В современных паровых турбинах большой мощности подвод пара осуществляется через несколько (чаще всего четыре) клапанов.

Как уже упоминалось выше, характеристика односедельного клапана нелинейная. Но, используя несколько последовательно открывающихся клапанов, характеристику $G = f(z)$ можно приблизить к линейной, особенно если ввести так называемую перекрышу в порядок их открытия (см. рис. 3.5). Введение перекрыши уменьшает ход сервомотора, обеспечивающий необходимый пропуск пара, и таким образом уменьшает неравномерность, если ход муфты регулятора скорости остается при этом неизменным. Но если перекрыши выбраны неправильно, то может получиться практически нулевая местная неравномерность на части статической характеристики между некоторыми точками 1 и 2 и появятся качания нагрузки, поскольку исчезнет обратная связь по частоте в пределах соответствующего перемещения поршня сервомотора от z_1 до z_2 .

Такое положение появляется особенно часто, когда регулирующие клапаны приводятся от одного вала, перемещаемого сервомотором. В этом случае открытие каждого клапана осуществляется от кулачка определенного профиля. По кулачку катится ролик, связанный с рычагом, на который опирается шток клапана. Когда клапан полностью закрыт, между роликом и кулачком должен быть небольшой зазор, обеспечивающий возможность закрытия клапана. При установке этого зазора сверх расчетного значения появляется горизонтальный участок на характеристике $G = f(z)$. Действительно, в этом случае необходим больший поворот кулачкового вала, чтобы начал открываться соответствующий клапан.

Глава четвертая

Динамика регулирования

4.1. Устойчивость системы регулирования

Устойчивость упругой системы можно рассмотреть на примере деформации пружины сжатия (рис. 4.1). Если на пружину длиной x сверху спокойно положить груз Q , то пружина в соответствии со своей харак-

теристикой сожмется на Δx . Эту деформацию можно определить по соотношению $Q = c\Delta x$, где c — жесткость пружины.

Если тот же груз Q бросить на пружину с некоторой высоты h , то кинетическая энергия груза $mv^2/2$ поглотится пружиной, которая сожмется на величину большую, чем

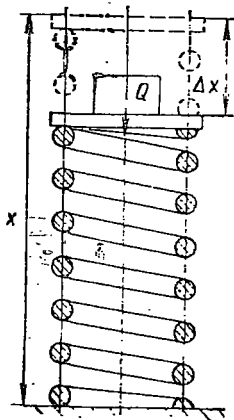


Рис. 4.1. Деформация пружины сжатия

Δx . Как только сжатие пружины прекратится (при нулевой скорости деформации пружины), деформация пружины окажется больше Δx и поэтому пружина начнет разжиматься, приподнимая груз до положения несколько выше точки с координатой $x - \Delta x$. После этого начнется новое сжатие пружины и т. д., пока движение не прекратится при расположении груза в точке $x - \Delta x$.

Таким образом, в этом простейшем случае благодаря наличию упругого основания тело Q будет совершать колебания, пока не придет в стационарное положение. Колебательное движение здесь вызвано мгновенным приложением усилия. Любая система регулирования после мгновенного изменения регулируемого параметра будет совершать колебательное движение с амплитудой, зависящей от возмущения. Если тот же груз Q положить на пружину со скоростью, близкой к нулевой, то пружина сожмется на Δx и колебательного движения не будет. Если же, напротив, скорость деформации будет очень велика, это может привести к поломке пружины. Надо иметь в виду, что частота колебаний пружины не зависит от возмущающей силы. Как и всякая упругая система, пружина обладает собственной частотой колебаний, определяемой ее физическими свойствами. При однократном приложении возмущения пружина будет совершать колебания с постоянной частотой, равной собст-

венной частоте. Если пружину нагрузить усилием, которое колеблется около некоторого постоянного значения, то амплитуда колебаний пружины теперь будет зависеть от соотношения ее собственной частоты и возмущающего воздействия. Предположим, что частота воздействия равна собственной частоте пружины. В этом случае колебательный процесс будет происходить с возрастанием деформации пружины (явление резонанса). Расходящийся процесс может закончиться поломкой пружины. Если частота возмущающей силы будет намного отличаться от собственной частоты пружины, то ее деформация будет мало отличаться от статической.

Система регулирования, как и всякая упругая система, обладает собственной частотой колебаний, соотношение которой с частотой возмущающего воздействия определяет характер ее движения.

Интенсивность внешних возмущений определяется не только изменением частоты тока сети, но и крутизной статической характеристики. Чем меньше наклон статической характеристики, тем больше возмущение при работе турбины в энергосистеме. Поэтому ГОСТ и международные нормы устанавливают минимальную местную неравномерность, при которой система регулирования устойчиво работает при нормальных возмущениях.

Устойчивость системы регулирования, состоящей из большого числа отдельных звеньев, прежде всего требует, чтобы устойчивыми были все составляющие ее звенья. Правда, в некоторых случаях добиться устойчивости системы регулирования можно даже при условии наличия в ней некоторого числа неустойчивых звеньев, но обычно это нежелательный путь создания систем регулирования.

В регуляторе скорости грузы, воздействуя на пружину, при некоторых условиях могут вызвать собственные колебания. Теоретически показано, что такие колебания будут незату-

жающими, если не обеспечить поглощение в системе кинетической энергии. В качестве такого поглотителя может быть использована сила трения.

И. А. Вышнеградский впервые указал на то, что механический регулятор скорости по своей природе склонен к автоколебаниям, т. е. колебаниям с собственной частотой и постоянной амплитудой, и предложил способ устранения этого явления—подвесить к муфте регулятора демпфер, изображенный на рис. 4.2. К муфте 1 подвешен поршень 2, перемещающийся в цилиндре 3, заполненном маслом. Верхняя и нижняя полости цилиндра сообщаются трубкой, в которую встроен дроссель 4. При перемещении муфты регулятора, а вместе с ней и поршня появляется сила сопротивления тем большая, чем меньше сечение дросселя и больше скорость движения поршня.

Такое устройство применялось в тихоходных регуляторах, когда противодействие центробежным силам грузов определялось изменением момента сил тех же грузов в плоскости их вертикального перемещения. Впоследствии при использовании быстроходных центробежных регуляторов оказалось, что для устранения колебаний грузов достаточно потери энергии, обусловленной внутренним трением волокон материала пружины регулятора. Поэтому в современных быстроходных регуляторах ско-

рости демпфер не применяется, а регулятор работает устойчиво.

Гидравлический сервомотор всегда устойчив при наличии обратной связи, которая запирает поршень сервомотора в любом промежуточном положении. Сервомотор при наличии обратной связи устойчив и при учете влияния сил инерции перемещаемых им элементов, поскольку демпфирующим является перекачивание жидкости при движении поршня сервомотора. Если, однако, в качестве рабочего тела используется газ, то его сжимаемость исключает однозначность передачи положений золотника сервомотору. Этим декомпенсируется влияние обратной связи, и сервомотор может войти в колебательный режим работы.

Неустойчивый режим работы одного звена системы регулирования может компенсироваться воздействием другого звена системы. Например, при отсутствии тормозящего усилия на грузовой регулятор скорости система может быть сделана устойчивой, если ввести в нее импульс по ускорению вращения ротора. Влияние изменения частоты вращения в этом случае в значительной степени усиливается, и появляется дополнительный импульс, передаваемый грузам регулятора в направлении, противоположном их движению, что и успокаивает их перемещение по вертикали.

Чем сложнее система регулирования, чем больше в ней элементов, тем труднее выполнить такую систему устойчивой. Даже при условии, что все звенья системы сами по себе устойчивы, она может оказаться неустойчивой при неудачном выборе постоянных времени движения составляющих ее звеньев.

Еще И. А. Вышнеградским были получены условия, при которых системы регулирования машин могут устойчиво работать при всех режимах. Позднее работами А. Стодоль, А. Гурвица и других исследователей были найдены сравнительно простые способы определения ус-

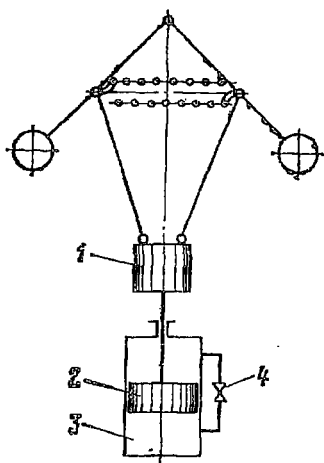


Рис. 4.2. Регулятор скорости с демпфером

тойчивости систем регулирования в любом конкретном исполнении [9].

И. И. Гальперин разработал оригинальную теорию структурного анализа и синтеза систем регулирования [10]. В соответствии с ней, прежде чем рассчитывать систему регулирования, следует построить ее структурное изображение. Его анализ покажет, можно ли добиться устойчивой работы этой системы и нет ли в ней избыточных связей, которые можно удалить, не лишая систему устойчивости. Только после структурного анализа целесообразно приступать к расчету параметров всех элементов регулирования.

4.2. Быстродействие системы регулирования

Системы регулирования должны не только обеспечивать устойчивую работу турбин на всех режимах, но и быть достаточно быстродействующими, чтобы обеспечить безопасность работы турбоагрегатов при сбросах нагрузки.

Предположим, что произошел сброс полной нагрузки с генератора турбины, тогда мощность турбины идет на разгон ротора. При увеличении частоты вращения ротора, конечно, теоретически может наступить такой момент, когда пар будет только «догонять» лопатки, не увеличивая угловой скорости их вращения. Но, как показывают расчеты, так как это наступит только при достижении частоты вращения, примерно в два раза большей номинальной, т. е. если перед сбросом нагрузки на турбине $n = 3000$ об/мин, то максимально возможная частота вращения ротора составит около 6000 об/мин. Конечно, недопустимо рассчитывать ротор турбины на столь высокую частоту вращения. В настоящее время за допустимое принимается увеличение частоты вращения на 20% выше номинальной. При увеличении частоты вращения на 10—12% сверх номинального значения вступает в работу защита турбины от дальнейшего по-

вышения угловой скорости ротора. Для большей безопасности работы турбины принимается, что сохранение частоты вращения ротора на допустимом уровне при сбросе полной нагрузки должно обеспечиваться основной системой регулирования независимо от действия защиты, т. е. при сбросе полной нагрузки частота вращения ротора турбоагрегата не должна достигать предела, на который настроен автомат безопасности. Это может быть проверено только прямым испытанием на сброс полной нагрузки. Все иные испытания могут только показать динамические качества отдельных элементов системы регулирования.

Рассмотрим, что происходит при сбросе нагрузки. Как только нагрузка отключится от генератора, начнется разгон ротора турбины. Регулятор скорости должен по возможности быстрее дать импульс на закрытие клапанов подвода пара в турбину. Для этого золотник управления сервомотором должен закрыть окна, подводящие рабочую жидкость в соответствующую полость сервомотора, и открыть слив жидкости из этой полости. На это нужно время. Продолжительность этих действий может показать только опыт. До тех пор, пока клапаны остаются полностью открытыми, через них идет полный расход пара, разгоняя ротор. В процессе закрытия клапанов пропуск пара в турбину будет сокращаться, что вызовет подъем давления пара в котле, поскольку его автоматика не успеет так же быстро сократить его паропроизводительность, да и сама тепловая емкость котла будет этому препятствовать. Следовательно, перед закрывающимися клапанами будет повышаться давление пара, что будет препятствовать сокращению расхода пара через клапаны. Насколько это изменит пропуск пара, можно рассчитать, но эти расчеты не могут быть достаточно точными. Поэтому вопрос требует экспериментальной проверки прямым испытанием на сброс нагрузки. Наконец, сле-

дует учитывать и то, что все полости турбины заполнены паром тех параметров, которые определяют движение пара от входа в турбину до его выхода в конденсатор. При закрытии клапанов количество пара, проходящего через турбину, будет уменьшаться, что вызовет соответствующее снижение давления пара в каждой полости турбины. Расширение пара, аккумулированного в турбине, приведет к дополнительному разгону ротора. Достаточно точно это можно определить только соответствующим испытанием. Особенно важное значение имеет влияние системы регенерации. Когда снизится давление пара в местах регенеративных отборов, пар пойдет из подогревателей в турбину. При этом должны закрыться обратные клапаны, но их плотность и время закрытия — величины, трудно определяемые. В то же время при уменьшении давления пара в отборе конденсат, имеющийся в подогревателях, вскипает, в них начинает выделяться пар, который направится в турбину в дополнение к тому пару, который имеется в трубопроводах подвода пара к регенеративным подогревателям конденсата или питательной воды. Как показывают расчеты, если обратный клапан на каком-нибудь отборе высокого давления не закроется, то энергии пара, заключенной в нагретом конденсате, достаточно, чтобы разогнать ротор до срабатывания автомата безопасности, а вместе с энергией пара, текущего из головной части турбины, — и до разрушения агрегата. Процесс истечения пара длится несколько секунд. Так, при одном из сбросов нагрузки по данным самопишущего прибора частота вращения за 4 с достигла 4100 об/мин и только закрытие стопорного клапана, вызванное возникшей при этом вибрацией, предотвратило разрушение турбины.

Из сказанного ясно, что имеется много дополнительных факторов, способствующих разгону турбины, которые можно обнаружить только

при испытаниях на сброс полной нагрузки. Конечно, эти испытания очень ответственны. Они должны проводиться опытными специалистами таких организаций, как, например, Союзтехэнерго, после тщательной подготовки. Перед такими испытаниями необходимо предварительно проверить динамические свойства системы на остановленной турбине, а после этого на холостом ходу.

На остановленной турбине, воздействуя на механизм управления, открывают все клапаны. После этого, подавая сигнал на ЭГП, записывают осциллографом перемещение всех элементов системы, включая и сервомотор. Это дает возможность получить первые данные о работе системы. То же самое повторяют на холостом ходу и при изменении частоты вращения ротора увеличением и уменьшением расхода пара в результате воздействия на МУТ и на стопорный клапан. И в этом случае все величины записывают с помощью осциллографа.

Перед полным сбросом нагрузки тщательно проверяют систему защиты и только после этого проводят опыты со сбросом 50, 75 и 100% нагрузки. Эти опыты проводятся только бригадой Союзтехэнерго или другой специальной организации.

Иногда работники ГРЭС довольствуются результатами тех сбросов нагрузки, которые происходят в процессе обычной эксплуатации. Однако при этом часто срабатывают автоматы безопасности. Если же система регулирования обеспечила такое быстрое действие, что частота вращения ротора не достигла уровня настройки автоматов безопасности, то и в этом случае результаты опыта не могут показать, как работала система регулирования, потому что не была организована соответствующая запись всех необходимых параметров рабочего тела и перемещений элементов регулирования. Такой опыт не дает ответа на вопросы почему система регулирования допустила повышение частоты вращения до определенного уровня и что надо сделать с элементами системы регулирования, если она не удержит

жала сброс нагрузки и допустила рост частоты вращения ротора до уровня срабатывания защиты или почему система регулирования в данном случае сработала хорошо, повторится ли такая же работа системы и при следующих сбросах нагрузки. Отсюда ясно, что для определения качества работы системы регулирования обязательно следует проводить специальные опыты со сбросами нагрузки, особенно после монтажа турбины.

При рассмотрении переходных процессов надо учесть, что современные турбины имеют относительно малые моменты инерции ротора, что способствует быстрому возрастанию частоты вращения при сбросах нагрузки. Инерционность ротора турбины характеризуется постоянной времени турбины

$$T_m = I\omega_0/M,$$

где I — момент инерции ротора и связанных с ним вращающихся элементов; ω_0 — номинальная угловая скорость вращения; M — номинальный момент, развиваемый паром на рабочих лопатках ротора.

Как видно из приведенной формулы, постоянная времени турбины определяется не только моментом инерции вращающихся частей, но и угловой скоростью вращения и крутящим моментом. Поэтому агрегаты большой мощности имеют чаще всего меньшие постоянные времени турбины, что определяет быструю разгоняемость их роторов. Так, постоянная времени турбины мощностью 100 МВт равна примерно 10—11 с, турбины 300 МВт — 7 с, турбины 800 МВт — 5 с. Отсюда следует, что система регулирования турбины мощностью 800 МВт должна быть более быстродействующей, чем система турбины 100 МВт.

Поэтому ясно, что если для систем регулирования турбин мощностью 100 МВт можно было получить достаточное быстродействие без каких-либо специальных средств, то для турбин больших мощностей это обычно сделать не удастся. Скорость движения сервомотора турбины мощностью

100 МВт была достаточна, если его поршень проходил полный путь за 1 с. У турбин большой мощности это время должно быть не больше 0,3 с. Следует учесть, что в этот промежуток времени входит и задержка начала движения поршня сервомотора. Поэтому расчетное время движения поршня сервомотора при полном отклонении отсечного золотника выбирается не больше 0,2 с. Видим, что возможность увеличения быстродействия системы регулирования прежде всего заложена в уменьшении времени от начала движения золотника до полного открытия окон в его буксе.

Прежде всего были приняты меры для повышения быстродействия регуляторов скорости. Как видно из описания различных конструкций механических центробежных регуляторов (см. гл. 1), этому способствовало повышение частоты вращения. Так, регулятор ЛМЗ имеет очень малую массу грузиков, что уменьшает его инерцию при изменении режима работы. Были исключены силы трения в движущихся элементах регуляторов и системах передачи импульса. Все это привело к тому, что при резком изменении угловой скорости ротора импульс от регулятора практически без задержки передается последующим элементам системы.

Запас по быстродействию заложен и в скорости передачи импульса от датчика к последующим элементам. Например, известно, что скорость движения поршня сервомотора в значительной степени определяется скоростью перемещения золотника. Но если выбрать очень большую скорость передачи импульса, то система может потерять устойчивость хотя бы потому, что относительно медленнее перемещающийся поршень сервомотора будет с большим запаздыванием передавать импульс обратной связи, что, как указывалось выше, может привести к неустойчивости системы. Было найдено решение, позволившее увеличить скорость передачи импульса и сохранить устойчивость работы системы в нормальных условиях эксплуатации. Способ этот назван разде-

лением статических характеристик системы регулирования. Идея его заключается в том, что в нормальных условиях эксплуатации при всех нагрузках генератора частота вращения ротора мало отклоняется от ее номинального значения, а при сбросах нагрузки повышение частоты вращения достигает 10% номинальной. Это и было использовано для повышения быстродействия системы регулирования [11]. Необходимое условие — неизменность открытия окна, управляемого муфтой регулятора скорости при изменении нагрузки агрегата механизмом управления.

Схематически такая система регулирования изображена на рис. 4.3. Регулятор скорости 1 передает команду промежуточному сервомотору 4 по гидравлической линии связи. В эту линию жидкость подводится от насоса через дроссель 3. Для изменения давления в линии передачи импульса вводится дополнительный слив жидкости, которым управляют вручную или дистанционно со щита управления. Тогда при неизменном открытии окна 2 давление в импульсной линии будет изменяться в зависимости от положения золотника 5. При каждой промежуточной нагрузке открытие окна при малой его ширине будет меньше изменять давление жидкости при том же перемещении муфты регулятора скорости. Соответственно меньше будет изменяться мощность агрегата при одинаковом изменении Δn , т. е. $\Delta n / \Delta N_1 < \Delta n / \Delta N_2$, и, следовательно, больше изменится местная степень неравномерности системы ($\delta_1 < \delta_2$).

Статическую характеристику типа изображенной на рис. 3.4 можно

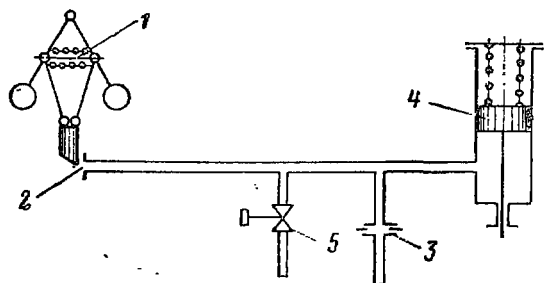


Рис. 4.3. Схема регулирования с разделением характеристик

было бы получить, если бы ширина окна на всем протяжении хода муфты регулятора была равна b_1 . Такая характеристика была бы действительна при всех режимах работы агрегата — от холостого хода до номинальной нагрузки — при неизменной (вернее, при мало изменяющейся) частоте вращения ротора, т. е. при работе турбины на общую энергетическую систему. Но при сбросе нагрузки когда муфта регулятора с повышением частоты вращения ротора агрегата идет вверх, статическая характеристика, т. е. зависимость положения поршня сервомотора (мощности) от изменения частоты вращения, определяется увеличивающейся шириной окна 2 (рис. 4.3) и имеет меньший угол наклона при той же мощности турбины. Такой простой способ позволяет получить меньшую степень неравномерности турбоагрегата при сбросах нагрузки, что дает возможность обеспечить относительно быстрое закрытие регулирующих клапанов и большую неравномерность при всех нормальных режимах работы турбины. Такие системы используются ТМЗ и ХТЗ на крупных турбинах. Поскольку с малой неравномерностью, определяемой широкой частью окна, система регулирования работает только после сброса нагрузки, система может быть даже неустойчивой, т. е. соответствующая неравномерность $\delta_{\text{манс}}$ может быть меньше допустимой и равной 1—2%, причем на холостом ходу неравномерность будет еще меньше. Но если после сброса нагрузки механизмом управления перевести работу системы на меньший уровень частоты вращения, то колебания частоты вращения сразу прекратятся.

4.3. Ускорители

Для повышения быстродействия системы регулирования применяются специальные ускорители. Поскольку наибольшее быстродействие необходимо при сбросе нагрузки, на многих турбинах применяют так называемые блоки релейной форсировки (БРФ) [15]. Эти блоки связаны с вы-

ключателями генераторов. Как только генератор отключается от сети, БРФ дает сигнал в систему регулирования, быстро закрывая регулирующие клапаны. Казалось бы, такой автомат полностью решает задачу безопасности агрегата, но в современных энергетических системах большой мощности такой способ может не спасти турбину от разрушения при разгоне. Дело в том, что иногда полный сброс максимальной или близкой к ней нагрузки происходит без отключения генератора от сети. Предположим, ГРЭС передает энергию большой мощности по одной линии электропередачи и эта линия отключилась. Это будет практически полный сброс нагрузки генераторов, хотя все они останутся подключенными к сети, при этом ни один БРФ не сработает и может произойти разрушение турбин. Поэтому кроме БРФ в системе регулирования обязательно должны быть ускорители, реагирующие на быстрое изменение частоты вращения ротора.

Наиболее естественным ускорителем является датчик ускорения ротора. Поскольку мощность агрегата при сбросе нагрузки уравнивается только инерционностью ротора, ускорение ротора мгновенно приходит в соответствие со сброшенной нагрузкой, в то время как частота вращения ротора в первый момент после сброса практически не увеличивается, т. е. приращение ее равно нулю. Но если частота вращения ротора может быть измерена присоединением датчика к концу ротора, то ускорение, определяемое по инерционной составляющей, точно измерить достаточно трудно. Для измерения ускорения применяют различные способы. Например, ясно, что ускорение движения жидкости в передающем трубопроводе отражает ускорение отсекающей кромки золотника, что достаточно близко к ускорению муфты регулятора скорости, а значит, и к ускорению ротора турбоагрегата. Встает задача измерения ускорения жидкости. Есть простой способ решения. Если на пути движения жидкости в

трубе поставить сопротивление, то перепад давления на этом сопротивлении в первый момент времени будет пропорциональным ускорению движения жидкости. По этому перепаду и измеряется с некоторым приближением ускорение муфты регулятора. Таким способом измерялось ускорение, например, в системе регулирования турбины ЛМЗ мощностью 100 МВт. На рис. 4.4 показан регулятор скорости и ускорения ЛМЗ. Рычаг 1 жестко связан с муфтой регулятора скорости. К нему шарнирно подвешены два золотника 2 и 3. При этом золотник 2 подвешен к рычагу свободно, а другой конец рычага 1 соединен с поршнем 4. К нижней полости поршня 4 подводится масло, отведенное из напорной линии через окна малого сечения 5. При давлении в напорной линии, равном 1,2 МПа, окна подобраны так, что под поршнем устанавливается давление 0,3 МПа.

Полость сверху поршня также соединена с окнами, управляемыми золотником 2. Сверху окно сообщается с напорной полостью, снизу — со сливной. При медленном смещении рычага золотник находится практически в среднем положении, перекры-

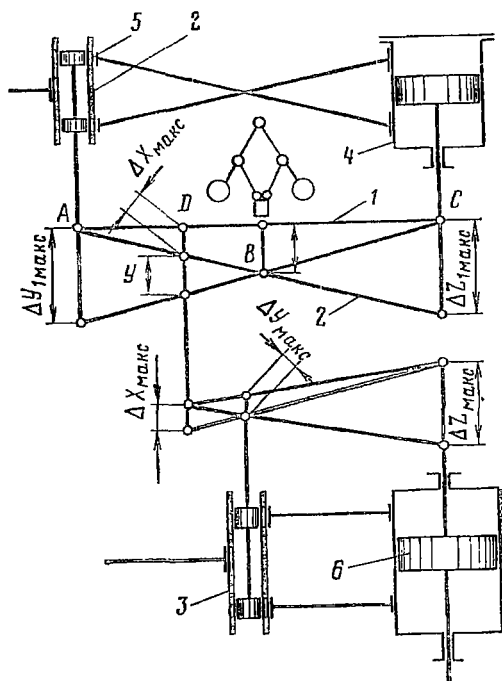


Рис. 4.4. Регулирование по скорости и ускорению ЛМЗ

вая окно. В то же время поршень смещается под действием механизма управления, перемещающего золотник 2, который вызывает движение поршня 4. Смещение золотника 3 вызывает перемещение поршня главного сервомотора 6. При смещении золотника 3 с помощью рычага связи золотник 2 ставится в среднее положение.

При быстром перемещении рычага 1 золотник 2 больше перемещается вверх и тем ускоряет движение золотника 3. При этом перемещение золотника 3 будет происходить пропорционально ускорению перемещения золотника 2. Так происходит появление импульса по ускорению перемещения рычага 1 или, что то же, муфты регулятора скорости.

Регуляторы скорости и ускорения оригинальной конструкции применялись фирмой ББЦ (Швейцария) на ранее выпускавшихся турбинах. При создании единого регулятора, измеряющего как скорость, так и ускорение, следует иметь в виду, что центробежная сила грузиков регулятора скорости пропорциональна $m\omega^2 r$, а сила действия тех же грузиков, определяемая тангенциальным ускорением, пропорциональна $ma\omega$, т. е. эти силы относятся как ω^2/a . При этом величина a в свою очередь пропорциональна ω . Следовательно, центробежная сила примерно в ω раз больше тангенциальной. При соединении регулятора непосредственно с валом турбины их угловые скорости равны: $\omega = \omega_r$, а значит, при $n_{ном} = 3000$ об/мин $\omega = 314$ с⁻¹. Следовательно, центробежная сила примерно в 300 раз больше силы, пропорциональной тангенциальному ускорению. Фирма ББЦ, для того чтобы оба импульса одинаково эффективно действовали на одну муфту регулятора, увеличила массу груза, определяющего импульс, вызванный изменением ускорения, примерно в 300 раз. Это достигнуто тем, что в качестве груза выбран корпус регулятора, который при нормальной частоте вращения ротора стоит на упоре и только при появлении достаточно боль-

шого ускорения поворачивается на валу, преодолевая усилие специальной пружины. При этом корпус смещается вперед по валу, поскольку он укреплен на ленточной резьбе со специально выбранным наклоном. Недостаток такой конструкции — значительная сила трения в резьбовом соединении. Правда, надо иметь в виду, что в данном случае сила трения проявляется по-иному, чем в регуляторе скорости, где она задерживает начало движения муфты регулятора. Поскольку сила, пропорциональная тангенциальному ускорению, возникает мгновенно, то если она больше суммы сил пружины и трения, движение муфты регулятора начнется сразу. При этом, конечно, отклонение муфты будет меньше, чем при отсутствии силы трения, — это надо учитывать при создании регуляторов. Такие регуляторы действуют мгновенно и независимо от того, присоединен ли генератор к энергосистеме или работает в изолированной сети. Неудобство регулятора этой конструкции только в необходимости нежесткого крепления его корпуса к валу агрегата. И. И. Гальперин попытался решить задачу создания регулятора по ускорению, используя ртуть. В корпусе регулятора по скорости и ускорению (рис. 4.5) имеется спиральная канавка, залитая ртутью. Центробежная сила ртути действует на упругое днище, передавая ему усилие, пропорциональное угловой скорости ротора. При появлении углового ускорения ртуть перемещается по канавке к центру, создавая здесь большое давление. Прогиб гибкой крышки сильно зависит от места приложения усилия. Чем ближе к центру прилагается сила, тем больший прогиб она вызывает. Был разработан такой датчик опытной конструкции, но он оказался неэффективным и применения не получил.

За рубежом получили распространение регуляторы, измеряющие мощность на зажимах генератора. При исчезновении этой мощности дается сигнал на закрытие клапанов независимо от того, остается ли генератор

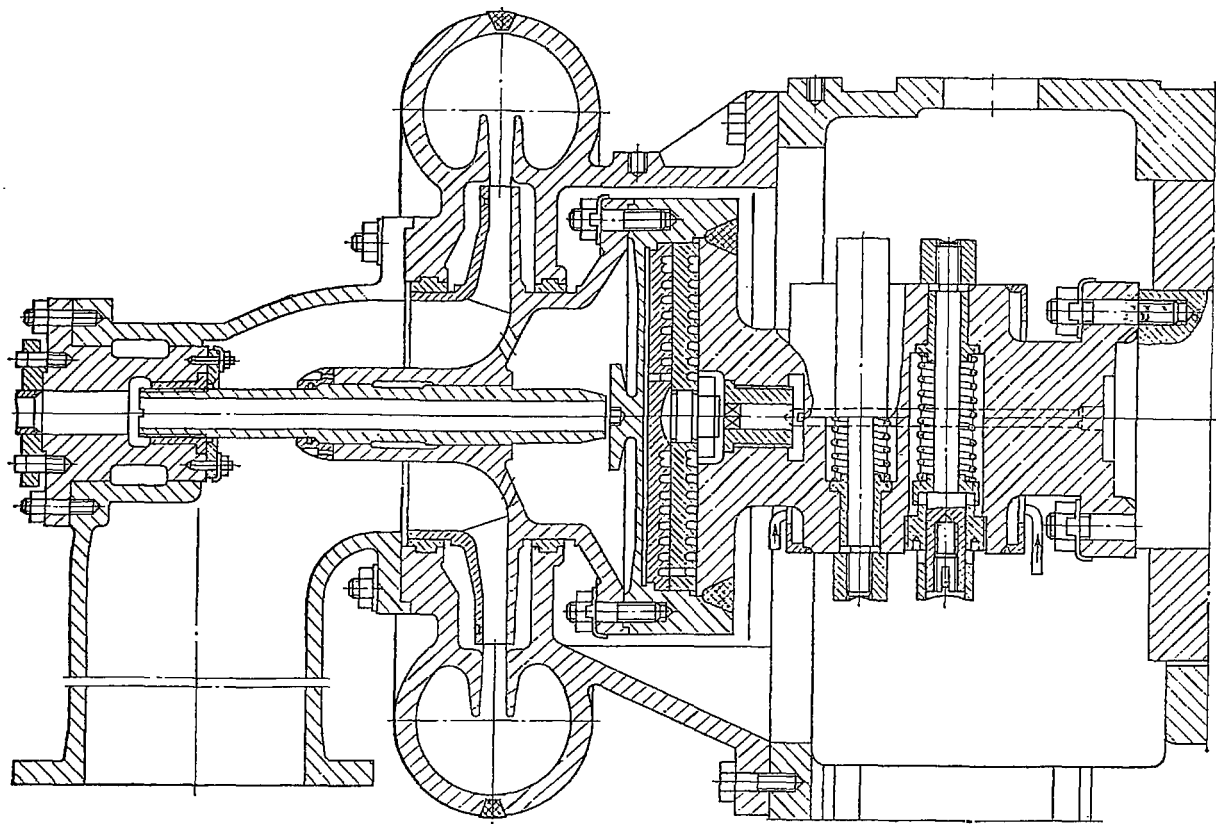


Рис. 4.5. Ртутный регулятор по ускорению

включенным в сеть или нет. В системах автоматического регулирования турбин широко применяются регуляторы, поддерживающие мощность турбины на заданном уровне. При резком значительном падении мощности генератора происходит автоматическое переключение регулятора и подается сигнал на закрытие регулирующих клапанов. Но необходимость такого переключения резко снижает надежность регулятора. Достаточно отказать переключающему устройству — и при сбросе нагрузки регулятор мощности даст сигнал на открытие клапанов, противодействуя регулятору скорости, что может привести к гибели агрегата.

Довольно широко применяются ускорители еще одного типа, принцип работы которых основан на следующих положениях. Перемещение золотника сервомотора определяется наложением двух движений: движения регулятора скорости и движения поршня сервомотора, передаваемых золотнику посредством обратной свя-

зи. В современных турбинах ХТЗ и ТМЗ действие на золотник сервомотора передается с обеих сторон гидравлически. Кроме того, на золотник действует еще усилие, определяемое положением самого золотника. Это воздействие определяется степенью открытия специального окна в буксе золотника или положением конуса самовыключения. Оба эти способа предназначены для удержания золотника в определенном среднем положении, когда золотник подает в сервомотор жидкость только на покрытие утечек через неплотности в сервомоторе. Отклонение золотника от среднего положения определяется превышением команды от регулятора скорости над командой от сервомотора. В нормальных условиях эксплуатации это превышение незначительно и поэтому столь же незначительны отклонения золотника. Но при сбросе нагрузки импульс от регулятора скорости опережает действие (самовыключение) обратной связи, и если на это время исключить действие само-

выключения, то золотник может сместиться на значительную высоту. Это осуществляется введением цилиндрического участка в конусе самовыключения за пределами обычного отклонения золотника при малых командах от регулятора скорости.

Был предложен ускоритель другого типа. Его особенность заключается в том, что в золотнике выполнялась дополнительная замкнутая камера, связанная с той полостью сервомотора, из которой жидкость вытекает при закрытии клапанов. В нормальных условиях эксплуатации эта камера остается запертой, но как только золотник при сбросе нагрузки выйдет за пределы обычного отклонения, из замкнутой полости золотника открывается дополнительный слив рабочей жидкости и скорость движения поршня сервомотора ускоряется. Такие ускорители применялись при реконструкции систем регулирования турбин малой мощности.

Применение ускорителей позволило добиться того, что при сбросах нагрузки даже на турбинах больших мощностей повышение частоты вращения ротора не достигает предельного значения, вызывающего срабатывание автомата безопасности.

Создание регуляторов, измеряющих непосредственно ускорение ротора, затрудняется тем, что приходится использовать массивный груз, отклоняющийся при действии ускорения на достаточно большой угол, т. е. применять сравнительно мягкие пружины.

На рис. 4.6 схематически изображен регулятор по ускорению, в котором используется успокаивающее трение о жидкость, применяемую в системе регулирования. Симметричные относительно оси грузы 1 заключены в закрытый корпус 2, в котором сделаны дренажные отверстия 5. Грузы, жестко связанные с относительно мягкими пружинами, поворачивают корпус золотника 4 относительно конца вала 6, через который подводится жидкость из канала управления. В валу и корпусе сделаны окна, закрывающиеся при нейтральном по-

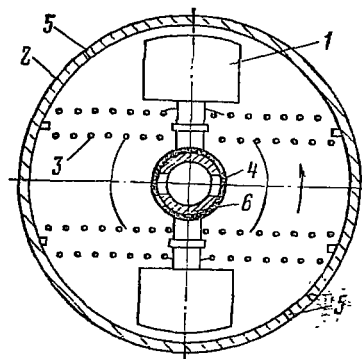


Рис. 4.6. Регулятор по ускорению с демпфером

ложению грузов. При появлении ускорения грузы отклоняются, преодолевая натяжение пружин 3, окна в корпусе открываются и действие ускорения передается далее расположенным звеньям системы посредством снижения давления жидкости в центральном сверлении вала. Но так как масса грузов велика в сравнении с жесткостью пружин, то у такого измерителя мала степень устойчивости и регулятор требует введения демпфера. В данном случае таким демпфером является рабочая жидкость, которая протекает через золотник и заполняет корпус.

Применение быстроходных регуляторов скорости и ускорения приводит наряду с увеличением надежности и точности их работы к резкому снижению их перестановочных усилий, что при одновременном возрастании мощности главных сервомоторов обычно требует введения дополнительных ступеней усиления. Это не только усложняет систему, но и, как правило, снижает ее быстродействие. Поэтому для таких систем меры, которые способствуют повышению быстродействия, особенно важны.

Укажем еще на один принципиальный способ повышения быстродействия — применение следящих систем. На рис. 4.7 показано устройство, использующее такой способ. Подвижная система 1 перемещается в зависимости от изменения какого-либо регулируемого параметра. Вслед за ней движется золотник. Перепад давления на поршне золотника можно определить следующим образом.

Поток жидкости проходит через постоянный дроссель с площадью открываемого отверстия f_0 и далее через окно длиной b и переменной шириной Δ . Сверху проходит второй поток жидкости через постоянный дроссель с площадью открываемого отверстия f_1 и далее через окно длиной b_1 и шириной Δ_1 . При неизменном положении системы усилия на золотник сверху и снизу уравновешены, и если не принимать во внимание вес золотника, то давление жидкости сверху и снизу одинаково и равно p_1 . Но при движении подвижной буксы 1 вверх появляется разность давлений $\Delta p_1 = p_{1н} - p_{1в}$. Величина Δp_1 определяется ускорением буксы.

Из уравнений неразрывности потока сверху и снизу можно определить Δp_1 , определяемое ускорением буксы.

Составим уравнения неразрывности потока снизу и сверху золотника при ускорении буксы, равном a .

Уравнение неразрывности снизу при ускорении буксы, равном a ,

$$\mu f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_0 - (p_1 + \Delta p_1)]} + Fa \Delta \tau = \mu_1 b_1 (\Delta - \Delta \Delta) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 + \Delta p_1)}.$$

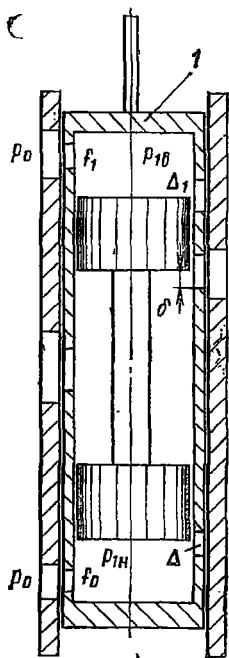


Рис. 4.7. Регулятор по ускорению

Уравнение движения жидкости через верхнюю полость запишем в виде

$$\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_0 - (p_1 - \Delta p_1)]} - Fa \Delta \tau = \mu_1 b_2 (\Delta + \Delta \Delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - \Delta p_1)}.$$

Вычитая из первого равенства второе, получаем

$$2Fa \Delta \tau = \mu_1 b_1 (\Delta - \Delta \Delta) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 + \Delta p_1)} - \mu f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_0 - (p_1 + \Delta p_1)]} + \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_0 - (p_1 - \Delta p_1)]} - \mu_1 b_2 (\Delta_1 - \Delta \Delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - \Delta p_1)}.$$

Из полученного равенства можно определить Δp_1 в зависимости от ускорения буксы a .

Относительное перемещение золотника $\Delta \Delta$ соответственно изменит степень открытия окна δ и тем самым передаст на поршень сервомотора усилие, пропорциональное ускорению a .

На рис. 4.8 изображен следящий золотник другого типа с измененной технологией изготовления. В остальном этот золотник аналогичен предыдущему.

ХТЗ использует еще один способ повышения быстродействия системы регулирования. В турбинах мощностью 300 МВт и выше применяются как минимум четыре сервомотора, перемещающих клапаны высокого и среднего давлений. Сервомоторы управляются золотниками, перемещаемыми изменяющимся командным (управляющим) давлением. Чтобы сместить эти золотники даже немного, но с большой скоростью, необходимо подать в их полости или слить из них соответствующее количество жидкости. Для этого необходимо пропускать большое количество жидкости через окно, управляемое регулятором скорости. Это вызывает сравнительно большое падение давления в линиях

передачи импульса, что соответственно тормозит движение золотников и как следствие — движение сервомоторов. ХТЗ ввел в систему промежуточный золотник, под который подается жидкость от регулятора скорости, а через другую полость стравливается жидкость из командной линии, управляющей всеми золотниками. Предположим, что промежуточный золотник опускается под действием команды регулятора. Из командной линии с другой стороны золотника стравливается жидкость, но при перемещении всех золотников, выталкивающих жидкость, падение давления должно затормозиться. Это торможение не может передаваться на другую сторону промежуточного золотника, и он переместится дополнительно настолько, что давления выравняются, а движение золотников ускорится без дополнительного подвода жидкости в командную линию.

Недостаток такой системы состоит в том, что при заедании промежуточного золотника выключается вся система управления.

Регуляторы скорости в виде небольшой динамомашины, приводимой непосредственно от вала турбины, хороши тем, что легко измерить уско-

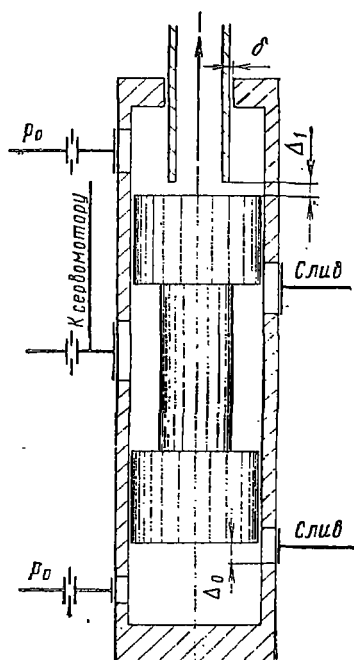


Рис. 4.8. Регулятор по ускорению иной модификации

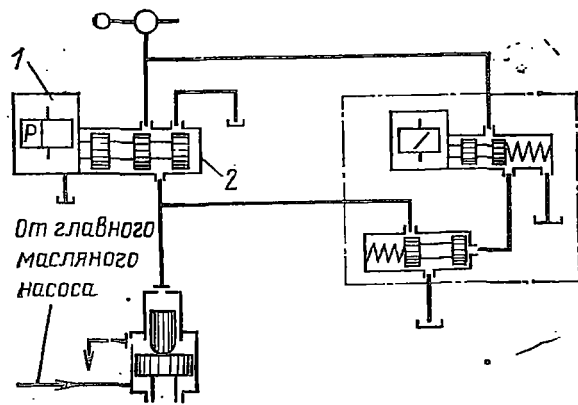


Рис. 4.9. Электрогидравлический преобразователь

рение вала по напряжению на зажимах динамомашин. Следует только иметь в виду, что ускорение вала в данном случае будет сильно зависеть от случайных колебаний частоты. Необходимо ставить специальные фильтры или измерять ускорение вала по изменению нагрузки генератора, что уменьшает надежность и точность измерения.

Импульс от электрических и других датчиков (таких, как БРФ) по ускорению при подаче в систему регулирования необходимо преобразовывать в гидравлический. Такое преобразование осуществляется в электрогидравлических преобразователях (ЭГП). Один из таких ЭГП изображен на рис. 4.9. Электрический сигнал подводится к электромагниту 1, который воздействует на золотник 2 с силой, пропорциональной току импульса.

4.4. Обеспечение пожаробезопасности систем регулирования и смазки

Применение масла в системах регулирования и смазки неоднократно приводило к возникновению пожаров. Температура самовоспламенения турбинного масла составляет около 350°C , что ниже температуры пара, и поэтому попадание масла на горячие части турбин приводит к быстрому его воспламенению. Как показали практика эксплуатации и специально проведенные опыты, масло самовозгорается при пропитывании

изоляции паропровода, температура которого значительно меньше температуры самовоспламенения и равна 250—300 °С. Поэтому применение масла опасно и при меньшей, чем 350 °С, температуре пара. В системах регулирования турбин мощностью 300 МВт и выше турбинные заводы СССР применяют негорючие жидкости: ХТЗ и ТМЗ — воду, а ЛМЗ — ОМТИ. Применение огнестойких жидкостей в системах регулирования имеет особо важное значение. При сбросах нагрузки и других условиях, требующих быстрого прекращения доступа пара в турбину, происходит закрытие клапанов.

Закрытие клапанов сопровождается резким изменением скорости движения жидкости, что приводит к гидроудару. При достаточно больших давлениях рабочей жидкости гидроудары могут привести к повреждению маслопроводов. В этих условиях применение огнестойкого масла резко снижает опасность появления пожаров масла. За последние годы пожары масла только сопутствовали другим повреждениям в системах смазки турбин, и ни в одном случае причиной пожара не являлось воспламенение жидкости систем регулирования.

Хотя отказ от масла в системах регулирования исключил появление в них возгорания масла, наличие больших объемов масла в системах смазки может всегда быть причиной пожара, даже если загорание обусловлено другими причинами.

В системах смазки паровых турбин сосредоточено 40—50 т масла, и поэтому загорание его приводит к очень серьезным последствиям. В случае загорания масла было бы правильным остановить масляный насос и прекратить подачу масла к месту пожара. Но, даже если мгновенно отключить генератор от сети, выбег ротора продолжается около 30 мин, и все это время необходимо подавать масло в подшипники турбины, чтобы не произошло выплавления баббита вкладышей. Можно одновременно с отключением генератора от сети ухудшить вакуум, что приведет к значи-

тельному торможению ротора. Но и в этом случае остановка турбины будет проходить примерно в течение 9—20 мин и за это время к месту пожара поступит большое количество масла, достаточное для широкого развития пожара.

Если учесть, что подача масляного насоса турбины К-300-240 составляет 400 т/ч, то за 9 мин такой насос может подать 60 т. Если принять, что к месту пожара подойдет только 1/10 этого количества масла, то это все равно составит 6 т, что достаточно для большого пожара.

Для решения этой проблемы, как уже упоминалось, во ВТИ была разработана специальная система резервного питания, обеспечивающая подачу масла в подшипники во время выбега роторов без подвода его от насосов. В этой системе в крышках подшипников выполняются специальные емкости, заполняемые маслом при нормальной работе и опоражнивающиеся после остановки насосов. В этом случае безаварийный выбег осуществляется за счет слива масла из емкости в крышках подшипников.

Загорание масла происходит и при температурах пара ниже температуры самовоспламенения масла.

На Приднепровской ГРЭС [17] была подтверждена возможность такого загорания. Для этой цели был сооружен специальный стенд (рис. 4.10). Стальная труба 1 с наружной стороны была покрыта достаточно толстым слоем изоляции 2. В изоляции был оставлен четырехугольный просвет 3 с неизолированным участком трубы.

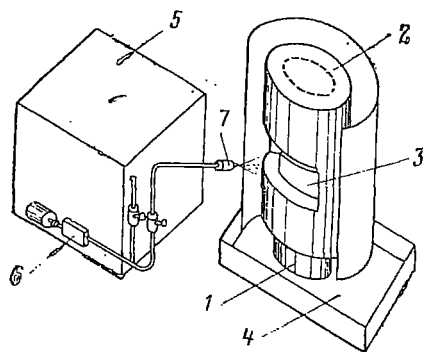


Рис. 4.10. Стенд по испытанию загорания масла

По углам свободного участка трубы были приварены термопары для фиксации температуры стенки. Внутри трубы был заделан электронагреватель. Это сооружение было установлено в специальный поддон 4 на колесах. Недалеко от стенда располагался бак 5 вместимостью 1 м³ с масляным винтовым электронасосом 6. Подача масла насосом осуществлялась через сопло 7, выполненное в виде узкой щели, что при давлении перед соплом порядка 1,5 МПа давало достаточно хороший распыл. При температуре стенки трубы около 300 °С масло не загоралось. После таких опытов на оголенную часть трубы накладывалась изоляция, смоченная в масле. Примерно через 40—45 мин начиналось тление изоляции, а затем она вспыхивала. Но вот что ока-

залось наиболее интересным. Когда в одном из опытов зазор между изоляцией и наружной поверхностью трубы был тщательно заделан, тления изоляции не наблюдалось. После того как была специально сделана щель между изоляцией по контуру оголенной части трубы, тление намоленной в масле изоляции вновь повторилось и она вспыхнула. Отсюда был сделан вывод, что тление изоляции происходит не просто из-за нагрева от горячей стенки трубы, а только тогда, когда к смоченной в масле изоляции подходит горячий воздух. Поэтому при покрытии изоляцией горячих частей турбины необходимо следить за хорошим прилеганием изоляции. Это, в частности, можно обеспечить, если изоляцию наносить распылением.

Глава пятая

Защита турбины от разгона

5.1. Автоматы безопасности

Как уже упоминалось, защита всех турбин строится так, чтобы обеспечить безопасность турбоагрегата при сбросе полной нагрузки двумя независимыми системами: основной системой регулирования и специальной системой защиты. Защитные свойства систем регулирования скорости рассмотрены в предыдущих главах. В настоящей главе дается описание систем защиты.

Основное требование к любой системе защиты — максимальная надежность срабатывания. Поскольку эта система вступает в действие только после появления повышенной частоты вращения ротора, ее быстроедействие должно быть выше быстрогодействия системы регулирования скорости. Это обуславливает и повышенные требования к надежности систем защиты. Оперативный персонал не успеет скорректировать действия защиты в случае каких-либо отказов. Поэтому в современных турбоагре-

гатах большой мощности ставятся два независимых датчика частоты вращения, передающих действие на один стопорный клапан. Так как поддержание устойчивого промежуточного положения этого клапана не требуется в качестве рабочего тела, перемещающего поршень сервомотора, в данном случае можно применять сжимаемую среду. Поскольку не требуются промежуточные положения сервомотора стопорного клапана между положениями полных открытия и закрытия, эти же сниженные требования сохраняются и при создании датчиков частоты вращения.

При рассмотрении конструкций центробежных регуляторов скорости обращалось внимание на силовую связь между грузиками регулятора и его муфтой. Было выяснено, что в зависимости от жесткости пружины регулятора он может быть статически устойчивым, безразличным и статически неустойчивым — астатическим. Было также указано, что именно астатические регуляторы приме-

няются в качестве датчиков в системах защиты.

В соответствии с ГОСТ и ПТЭ автоматы безопасности (датчики частоты вращения в системах защиты) настраиваются на срабатывание при повышении частоты вращения ротора на 10—12% сверх ее номинального значения n_0 . При этом требуется, чтобы настройка была достаточно стабильной. После срабатывания автомата безопасности он должен возвращаться в первоначальное положение при частоте вращения, примерно на 1—2% выше номинальной. В конструкции автомата безопасности необходимо предусмотреть возможность его расхаживания при номинальной частоте вращения ротора.

На рис. 5.1 приведен продольный разрез автомата безопасности пальцевого типа, применяемого на турбинах ЛМЗ. На конце вала турбины в специальную канавку закладываются два полукольца, в которые своим выступом упирается полумуфта. К ней болтами 1 крепится консольный конец вала 2, в котором выпол-

нены две расточки под установку пальцевых автоматов безопасности 3. Боек автомата располагается в расточке так, что его центр тяжести смещен на расстояние Δr от оси вала в сторону пальцевой части бойка. Палец бойка 4 проходит через гайку 5, с помощью которой можно изменять натяг пружины 6, вторым концом опирающейся на специальный выступ бойка. Этот выступ ограничивает смещение бойка в сторону сжатия пружины. Выступы на бойках являются одновременно поршнями, перемещающимися в расточке конца вала. Со стороны поршней устанавливаются гайки 7, закрывающие отверстие, через которое боек вставляется в расточку, и одновременно уплотняющие пространство под поршнем бойка.

Для расхаживания бойков масло под давлением подается в неподвижную камеру, из которой оно переходит во вращающуюся камеру A_1 . Из камеры A_1 по сверлениям масло подается под бойки автомата безопасности, создавая на поршни вполне определенное давление, определяемое

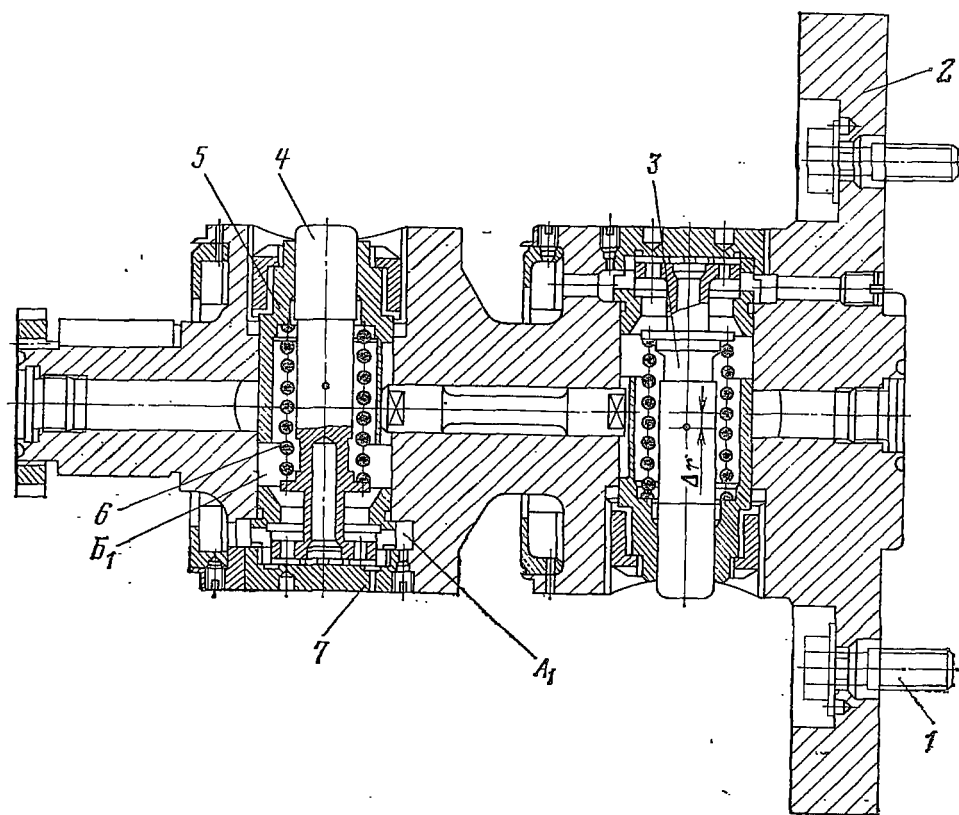


Рис. 5.1. Автомат безопасности пальцевого типа

радиусом вращения камер. При проверке автоматов безопасности на холостом ходу турбины предварительно несколько снижают частоту вращения ротора, так чтобы усилие масла на поршень и центробежная сила бойка не могли преодолеть силу натяжения пружины. После заполнения объемов маслом медленно повышают частоту вращения ротора турбины и отмечают момент срабатывания одного, а затем другого автомата безопасности. Это дает основание пересчетом определить уровень настройки автомата безопасности. Точно настройка автоматов определяется на холостом ходу посредством повышения частоты вращения ротора до их срабатывания без подачи масла в камеры под бойками.

Для ускорения обратной посадки бойков сливают масло из камеры A_1 и подают под давлением в камеру B_1 , отсюда оно проходит к автоматам безопасности со стороны оси вала. Это давление, действуя на поршни, помогает пружинам быстрее вытеснить масло из камер A_1 .

На рис. 5.2 изображен кольцевой автомат безопасности, применяемый ХТЗ на всех выпускаемых заводом турбинах. Кольцо автомата 1 надевается на хвостовик, который жестко крепится к концу вала турбины специальным фланцем. Кольцо жестко

соединяется с направляющим штоком 2, проходящим через втулку 3, которая одновременно служит опорой пружины 4. Второй конец пружины опирается на специальную втулку, в свою очередь упирающуюся в расточку на валу. Ввинчивая шток 2 в кольцо 1, можно изменять натяжение пружины и таким образом изменять уровень срабатывания автомата безопасности. Для более тонкой настройки автомата внутрь штока ввернут специальный палец 5, передвигая который, можно смещать положение центра тяжести кольца, что приводит к соответствующему изменению его центробежной силы и как следствие — к изменению настройки срабатывания автомата.

Сравнивая кольцевой и пальцевый автоматы, можно видеть, что первый, обладая большей массой, соответственно развивает большую центробежную силу в момент срабатывания и более надежен. Но кольцевой автомат имеет меньшие направляющие поверхности, что несколько снижает надежность срабатывания. Автоматы обоих типов до сих пор обеспечивали надежную защиту турбины.

Кольцевой автомат безопасности также может расхаживаться подводом масла. Для этой цели в массивной части кольца делаются специальные выемки, куда из боковых камер

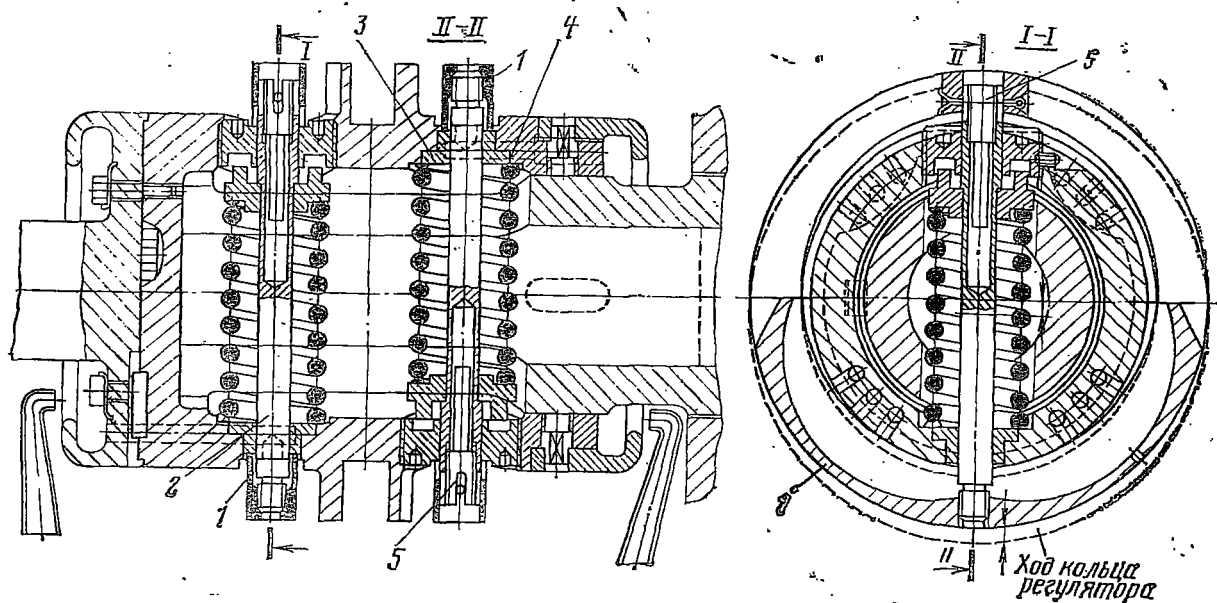


Рис. 5.2. Кольцевой автомат безопасности

подводится масло. При этом соответственно возрастает масса кольца и автомат срабатывает при номинальной частоте вращения, чем и обеспечивается его расхаживание. При опробовании автомата управляемый им золотник отключается от масляной линии, по которой передается команда стопорным клапанам турбины. Это позволяет проводить расхаживание автомата в процессе нормальной эксплуатации. Защита в момент опробования одного из автоматов осуществляется нормально включенным вторым автоматом.

Автоматы безопасности настраивают на холостом ходу. С помощью МУТ угловую скорость ротора повышают до срабатывания автомата безопасности, фиксируя при этом частоту вращения, при которой произошло срабатывание. Далее выключают из работы опробованный автомат и снова медленно увеличивают частоту вращения. Проверку желательно проводить при пониженных параметрах пара. Повышение частоты вращения осуществляется руководителем проверки, воздействующим на МУТ вручную.

Желательно проверку автоматов провести несколько раз, фиксируя разброс значений частоты, при котором срабатывает один и тот же автомат. При большом разбросе значений частоты необходимо выяснить причину этого, прежде чем продолжать проверку. Причиной разброса может быть появление нечувствительности у автомата безопасности или в звеньях передачи движения управляющим золотникам.

Наиболее полная проверка защиты проводится при работе турбины на полной нагрузке без отключения генератора от сети. При этом световым осциллографом записываются перемещения элементов защиты и стопорных клапанов без закрытия регулирующих клапанов. Воздействуя на защитные золотники, закрывают стопорные клапаны, не отключая генератор от сети. Посадка стопорных клапанов вызывает соответствующее уменьшение нагрузки

генератора до полного прекращения выработки электроэнергии и перехода на ее потребление из сети. По осциллограмме уменьшения нагрузки подсчитывают соответствующее увеличение частоты вращения ротора, как если бы срабатывание защиты произошло с отключением генератора. Такой опыт дает ясное представление о работе защиты в естественных условиях.

5.2. Стопорные клапаны

Сервомотор должен обеспечить быстрое и надежное закрытие стопорного клапана при срабатывании защиты. Это достигается открытием большого стравливающего отверстия в золотниках системы защиты и применением односторонних сервомоторов, которые обеспечивают полное закрытие стопорных клапанов в случае исчезновения подачи жидкости в систему регулирования и защиты. При этом движение стопорного клапана на закрытие должно начинаться при достаточно большом снижении давления, равном примерно половине номинального. Это делается, с одной стороны, для того чтобы надежно обеспечить открытие стопорного клапана даже при несколько сниженном давлении рабочей жидкости, и, с другой, для того чтобы при случайных колебаниях давления жидкости в зависимости от колебания давления источника питания не происходило срабатывание сервомотора.

Мощность сервомотора стопорного клапана рассчитывается так, чтобы клапан мог открыться только при закрытых регулирующих клапанах. В противном случае резкое возрастание расхода пара может повредить турбину. При закрытом стопорном и открытых регулирующих клапанах перепад давления на клапане максимальный. Кроме того, стопорный клапан прижимается к седлу усилием пружины. Сервомотор стопорного клапана рассчитывается так, чтобы в этом случае его усилие было меньше суммы указанных сил. Для того чтобы при закрытых регулирующих кла-

панах можно было повысить давление перед ними (т. е. за стопорным клапаном), в стопорный клапан встраивается разгрузочный клапан, через который проходит небольшой поток пара, поднимающий давление перед регулирующими клапанами. При этом перепад давления на стопорном клапане уменьшается и он может быть открыт под действием своего сервомотора. Для обеспечения плотности закрытия стопорных клапанов они выполняются только односедельными.

В процессе эксплуатации может произойти отложение солей в зазоре между втулкой и штоком. Для предупреждения этого стопорный клапан должен периодически расхаживаться на 20—25% полного хода.

Большая величина хода при расхаживании допустима только при проверке стопорного клапана на полный ход, потому что при увеличении хода клапана перепад давления пара на нем может возрасти настолько, что клапан закроется и это приведет к снижению нагрузки, если клапанов два, или к полному сбросу нагрузки, если клапан один. Для расхаживания стопорного клапана на полный ход должен быть выполнен перепускной паропровод достаточно большого сечения (при наличии двух стопорных клапанов), чтобы даже при его полном закрытии перепад давления на оставшемся клапане был не очень велик и это не требовало бы достаточно большой разгрузки турбины.

При срабатывании стопорного клапана происходит сильный удар его о седло, что может привести к повреждению последнего. Для предупреждения этого поршень сервомотора при подходе к положению полного закрытия клапана отсекает слив жидкости и создает специальный демпфер, уменьшающий силу удара.

На рис. 5.3 изображен стопорный клапан с масляным сервомотором. Масло под давлением от насоса поступает в камеру А. Поршень сервомотора управляется золотником 2, на который подводится масло по трубе 1 от линии защиты. Давление масла на золотник уравнивается пружинами 3, которая вторым концом опирается на подвижную опору 4, жестко связанную с настроечным пальцем 5. Шток сервомотора 6 жестко связан с клапаном 7. На конце штока подвешен разгрузочный клапан, перекрывающий отверстие в основном клапане. Сам клапан надет с уплотнением на направляющую втулку. При открытии разгрузочного клапана камера соединяется с пространством за клапаном, в результате чего выравнивается давление на клапан и уменьшается усилие, требуемое для его подъема. Когда разгрузочный клапан закрыт, по специальным сверлениям пар поступает в камеру и прижимает клапан к седлу, обеспечивая его плотное закрытие.

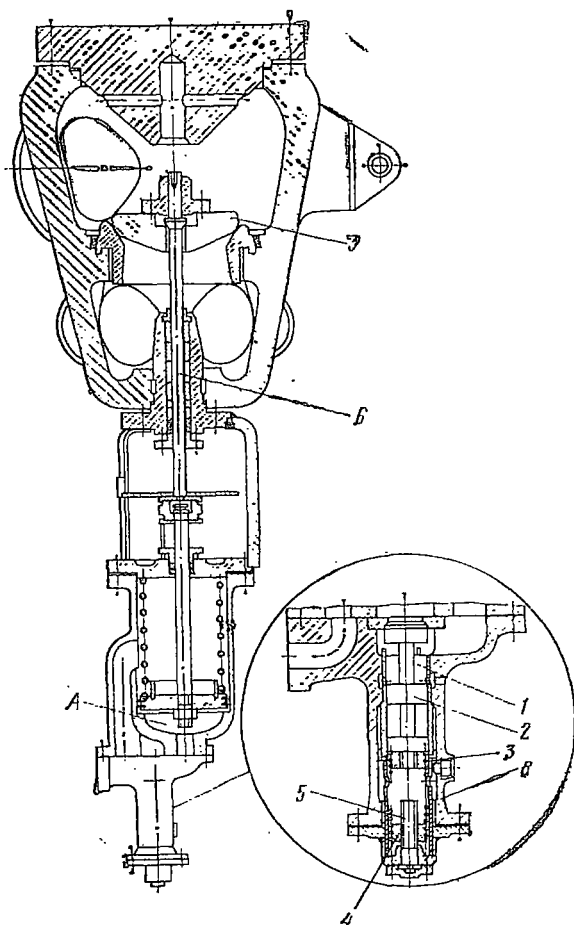


Рис. 5.3. Стопорный клапан

Оригинальная конструкция стопорного клапана, применяемого ХТЗ для турбин АЭС, изображена на рис. 5.4. По существу в данном случае применяются два клапана, насаженных один на другой и закрываю-

щих одно пропускное отверстие 2. Стопорный клапан 3 управляется сервомотором через шток 8, нагруженный пружинами 6. Клапан 4 имеет разгрузочный клапан 7, входящий с небольшим зазором в цилиндр стопорного клапана. Благодаря такой конструкции полость над клапаном А становится замкнутой при закрытии обоих клапанов. Клапан 4 имеет разгрузочный клапан 7, который, поднимаясь, соединяет замкнутое прост-

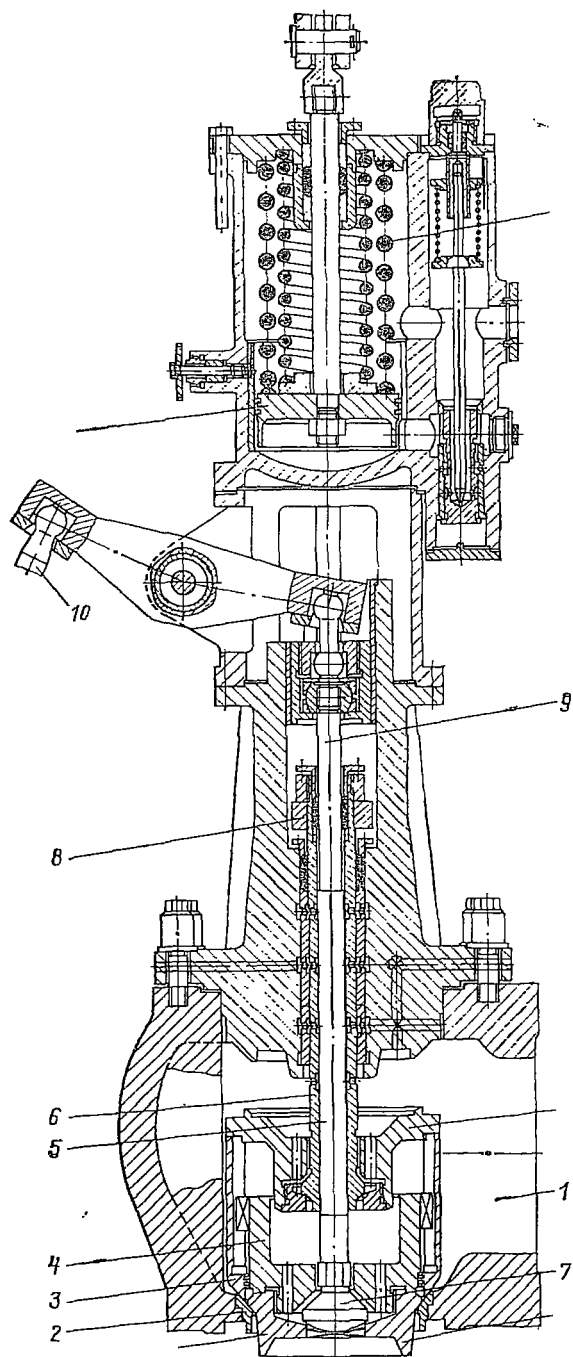


Рис. 5.4. Сдвоенный клапан (из книги [15])

ранство А с входной частью корпуса 1 и таким образом разгружает клапан от паровых прижимающих усилий. Но подъем регулирующего клапана не открывает пропуск пара в турбину при закрытом стопорном клапане. Стопорный клапан приводится в движение штоком 8 трубчатого типа, внутри которого перемещается шток 9 регулирующего клапана. Шток 9 перемещается с помощью рычага, шарниром 10 связанного со специальным сервомотором.

Преимущество такого комбинированного клапана заключается в том, что пар, протекая через стопорный и регулирующий клапаны, проходит только через одну горловую часть подвода, закрываемую обоими клапанами. Это уменьшает сопротивление подводу пара и тем самым повышает экономичность турбины. Недостаток клапана в том, что при попадании под клапаны какого-либо твердого предмета турбина оказывается незащищенной и гибель ее неизбежна.

Для предупреждения такого случая перед клапанами устанавливается достаточно прочное сито. Многолетний опыт эксплуатации турбин К-300-240 ХТЗ с такими клапанами подтвердил их вполне достаточную надежность.

Особенно важно иметь надежную передачу движения от автомата безопасности к сервомотору стопорного клапана. На турбинах ЛМЗ такая передача осуществляется путем удара пальцевого автомата безопасности по рычагу, с которым связан другой рычаг с подвешенным к нему управляющим золотником. Расцепление рычагов исключает обратное включение сервомоторов стопорных клапанов без воздействия машиниста турбины, что в свою очередь сохраняет безопасность турбины.

При расцеплении рычагов золотники автоматов безопасности перемещаются вниз, стравливая жидкость из линии управления золотниками стопорных клапанов. Для взведения золотников под них подается жидкость. Золотники поднимаются и нижние рычаги сцепляются с верх-

пана. После срабатывания защиты ее взведение осуществляется перемещением золотника VI ручного управления вниз по гайке 18. При этом отсекается подвод жидкости в линию 11 защиты и далее открывается через окно 16 подвод жидкости в линию 17. Через эту линию давление жидкости передается на клапаны 19, с помощью которых приподнимаются защелки 6, освобождающие рычаги 2, которые закрывают клапаны 4 и запирают линию защиты. После этого, двигая золотник VI вверх, открывают слив жидкости из камер II, и клапаны 19 опускаются. При дальнейшем движении золотника VI открывается подвод рабочей жидкости через дроссель 12 в линию защиты 11.

Точно так же в основном работает защита и при воздействии на нее вручную поворотом клапана 15 руками или дистанционно через магнит 20.

Для закрытия регулирующих клапанов к центру клапана 7 подводится линия первого усиления. При смещении клапана жидкость из этой линии стравливается и регулирующие клапаны также закрываются.

ХТЗ применил несколько видоизмененную беззолотниковую защи-

ту, более близкую по типу к системе защит, применяемых в ГДР [12]. На рис. 5.6 изображена система защиты ХТЗ турбины К-500-65/3000.

Автоматы безопасности 2, срабатывая, перемещают золотник 1, сливающий рабочую жидкость из линии защиты, что приводит к закрытию стопорного клапана. Нарушается также равновесие клапанов 4, и они открываются, сливая жидкость из линии защиты стопорных заслонок.

В этой схеме применяются жесткие клапаны, не подвешенные, как в предыдущем случае, к неупругим мембранам. Клапаны располагаются с достаточно большим зазором в расточке, и потому возможность их заедания отсутствует.

Сравнивая две беззолотниковые системы, можно отметить: система ХТЗ привлекает тем, что в ней нет неупругих мембран, которые приходится периодически менять, система ВТИ — тем, что в ней действие на мембрану осуществляется по одной гидравлической линии. Жидкость под клапан подводится по линии полного сечения, а в верхнюю часть поступает через дроссель. В системе ХТЗ управляющая линия подводится свер-

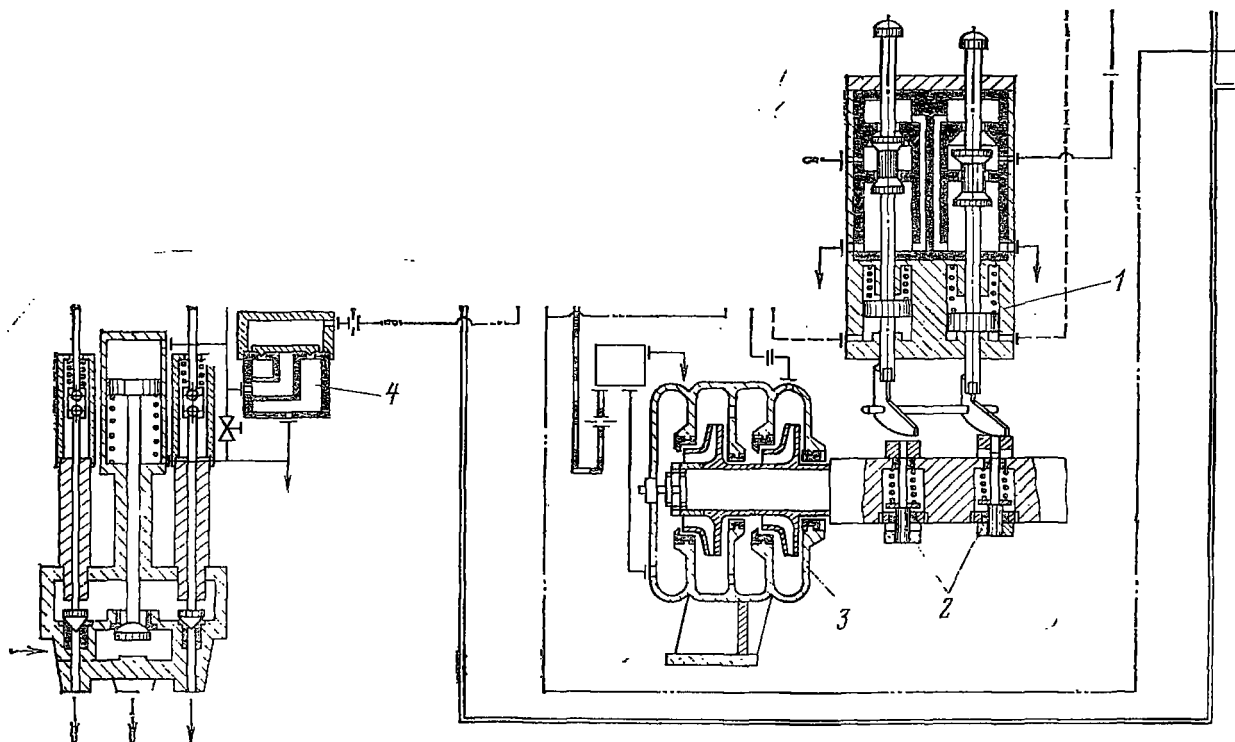


Рис. 5.6. Система регулирования и защиты ХТЗ

ху, а управляемая — снизу. Эти подводы не взаимосвязаны. Поэтому возможны случаи, когда слив из верхней полости прекращается, а снизу сохраняется и клапан может вновь закрыться. В схеме ВТИ это исключено, потому что в верхнюю полость жидкость поступает из нижней через дроссель и в этой полости давление в любых условиях будет меньше, чем в нижней, и клапан всегда останется открытым.

Преимущество беззолотниковых систем состоит в том, что поскольку закрытие стопорного клапана определяется открытием управляющего, а этому ничего препятствовать не может, такая система всегда надежно срабатывает. Даже при разрыве несущих мембран работа управляющего клапана не прекращается, а только замедляется его движение.

При срабатывании других технологических защит электрический импульс передается к электромагниту, открывающему слив воды из линии защиты и тем самым закрывающему стопорные и регулирующие клапаны. На тот же золотник защиты можно воздействовать вручную. Привод от золотника имеет такие же защелки, как и привод от автомата безопасности. Введение защиты в случае срабатывания защитного золотника также проводится оперативным персоналом вручную, что исключает подъем стопорного клапана после действия защиты.

Защита срабатывает, если выясняется, что система регулирования не обеспечила удержание турбины на холостом ходу, причем к моменту срабатывания защиты регулирующие клапаны могут оказаться полностью открытыми. В этом худшем случае даже при мгновенном закрытии стопорных клапанов частота вращения турбины К-300-240 повысится еще примерно на 7% и достигнет уровня, который находится на пределах допустимых условиями прочности ротора турбоагрегата. Отсюда ясно, насколько тщательным должно быть наблюдение за работой системы регулирования и особенно за сервомо-

тором и клапанами защиты. Но сервомоторы стопорных клапанов в нормальных условиях эксплуатации неподвижны, что не дает возможности судить об их работоспособности. Даже ежедневное расхаживание стопорных клапанов не обеспечивает их полной надежности. Поэтому в настоящее время производится опробование сервомоторов стопорных клапанов в эксплуатационных условиях на холостом ходу турбины.

Во ВТИ разработан паровой сервомотор. Поршень сервомотора вы-

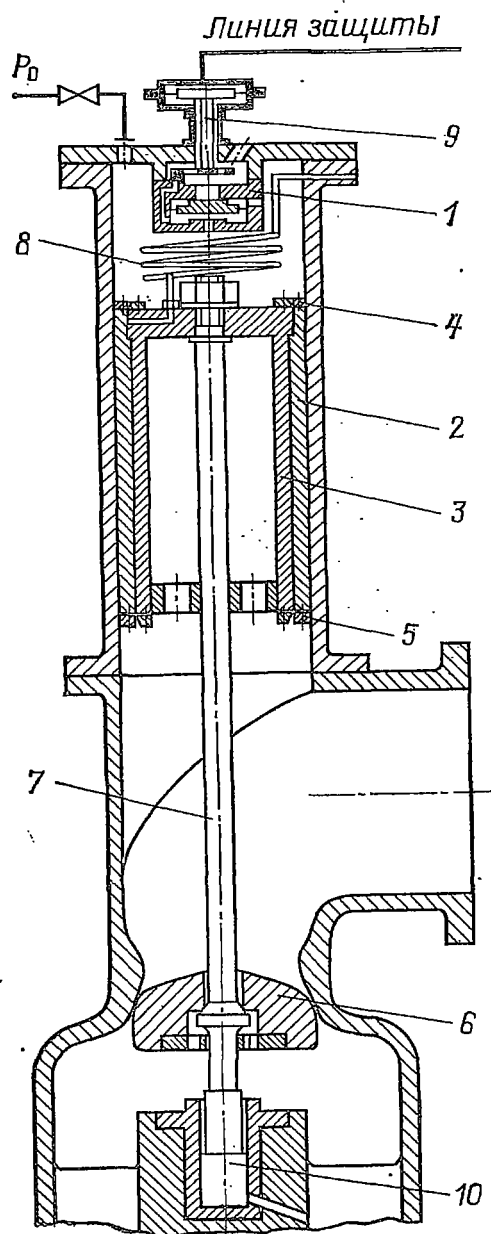


Рис. 5.7. Паровой сервомотор стопорного клапана

полняется из двух частей, насаженных одна на другую (рис. 5.7). Внутренняя расточка наружной части 2 поршня гладкая. Наружная часть 3 внутреннего поршня покрыта зубчатыми кольцевыми выточками. Такие поверхности резко сокращают протечку жидкости через зазор и одновременно предохраняют от заклинивания отложений, которые могут появиться в протекающей жидкости. Наружная и внутренняя части поршня связаны друг с другом тонкими (около 0,2—0,3 мм) пластинами 4 и 5. Шток 7 сервомотора жестко связан с клапаном 6. Пространство между частями 2 и 3 поршня связано трубкой 8 с манометром на щите. При разрыве мембран на манометре появится давление, сигнализирующее о моменте разрыва.

При полном заедании наружной части 2 поршня подается сигнал на щит о моменте разрыва, но в этом случае не требуется немедленной остановки турбины, поскольку сервомотор остается работоспособным и его выключение потребуется для ревизии через несколько дней после аварии.

В настоящее время проводится эксплуатационная проверка сервомотора стопорного клапана подобно-

го типа, перемещаемого с помощью пара. Конструкция парового привода более надежна, поскольку в нормальных условиях эксплуатации поршень неподвижен, а в нем вместо пружин используется тот же пар. При этом постоянного протекания пара через зазор нет и, следовательно, не должно быть отложения солей в зазоре между поршнем и цилиндром.

При срабатывании защиты стравливается давление над мембраной 9. При этом открываются три отверстия из мембраны 1, пар стравливается из нее наружу и клапан перемещается вниз, открывая выпуск пара или газа из верхней полости сервомотора, что приведет к перемещению поршня сервомотора вверх и закрытию стопорного клапана. Как показали опытные проверки клапана, его срабатывание происходит за очень короткое время.

Важно, что из напорной полости нет утечки газа или пара наружу, поскольку при открытом клапане стравливание пара из верхней полости не происходит и клапан прижат к нижней полости. Из камеры 10 пар или газ проходит в полость пониженного давления, что и обеспечивает его прижатие в открытом положении.

Глава шестая

Системы регулирования и защиты паровых турбин

Требования к работе систем регулирования паровых турбин большой мощности в настоящее время значительно возросли. Это связано прежде всего с тем, что, как уже отмечалось, у современных паровых турбин с повышением единичной мощности агрегатов резко снижается инерционность вращающихся частей. Поэтому требуется увеличить быстродействие системы регулирования, чтобы обеспечить допустимое возрастание частоты вращения ротора при сбросе полной нагрузки до уровня срабатывания автомата безопасности, равного 1,11—1,12 n_0 . На электростанциях часто не обращают внимания на срабатывание автомата безопасности после сброса нагрузки. При этом забывают, что в таких случаях не известно, работала ли система

регулирования и если работала, то насколько хорошо. Сохранность турбоагрегата в этом случае обеспечивается только системой защиты. Следует иметь в виду, что в промежуточных камерах турбины при нормальных условиях имеется сравнительно большой запас пара. Если произойдет сброс максимальной нагрузки турбины К-300-240 и система регулирования полностью откажет, то защита сработает только при достижении частоты вращения, на 11—12% превышающей номинальную. После этого закроются стопорные клапаны, но частота вращения дополнительно возрастет по расчетам еще на 7%, т. е. достигнет 1,18 n_0 . Это показывает, почему по международным нормам полагается рассчитывать прочность турбины на повышение

частоты вращения сверх номинальной на $(18+2) = 20\%$, но не больше. На такое повышение частоты вращения должен проверяться ротор паровой турбины в заводских условиях. Защита не очень надежна, потому что в нормальных условиях работы она неподвижна, и не ясно, будет ли она работоспособна в условиях сброса нагрузки. Система регулирования частоты вращения работает непрерывно, и ее работа все время на виду. Но динамические качества системы регулирования проявляются только при сбросе полной нагрузки. Если в этих условиях уровень частоты вращения не поднялся до уровня настройки автомата безопасности, то можно утверждать, что динамические качества системы регулирования вполне удовлетворительны.

Наиболее опасными являющиеся отложение солей в зазорах между штоками и втулками регулирующих и стопорных клапанов. Достаточно отказать одной паре регулирующих и стопорных клапанов (а обычно на всех современных турбинах таких пар клапанов четыре), как гибель агрегата неизбежна.

Для предупреждения этого всем электростанциям предписано проводить систематическое расхаживание штоков регулирующих и стопорных клапанов на часть хода ежедневно, а на полный ход — 1 раз в две недели. Зарубежные фирмы требуют проводить расхаживание на полный ход 1 раз в неделю. Такое расхаживание обеспечивает большую «живучесть» системы парораспределения турбины.

В защитных устройствах турбоагрегата кроме заеданий штоков сервомоторов стопорных клапанов возможно заедание самих автоматов безопасности, которые в обычных условиях эксплуатации неподвижны. На всех турбинах предусматривается всегда расхаживание и автоматов безопасности в условиях нормальной эксплуатации.

Дополнительная аварийная ситуация возможна при прекращении подачи рабочей жидкости в систему регулирования. Для сохранения надежности агрегата и в этих условиях сервомоторы стопорных клапанов выполняются односторонними, т. е. подвод жидкости осуществляется только в сторону открытия клапана, а закрытие осуществляется под действием пружины. В этом случае исчезновение подачи жидкости приводит к закрытию стопорных клапанов и остановке турбоагрегата, что безопасно для турбины. С этой же целью иногда применяют односторонние сервомоторы и для регулирующих клапанов.

Применение односторонних сервомоторов для регулирующих клапанов позволяет, кроме того, значительно сократить мощность подающих насосов. Обычно при двусторонних сервомоторах необходимая подача жидкости необходима в условиях сброса нагрузки, когда требуется обеспечить максимальную скорость движения поршня

сервомотора. При одностороннем сервомоторе это достигается действием пружины и быстрым стравливанием жидкости из полости под поршнем. Раньше, как правило, не требовалось открывать клапаны с большой скоростью. В настоящее время и для открытия клапана требуется достаточно большая скорость сервомотора, хотя и меньшая, чем для закрытия. Это достигается введением аккумуляторов, как это всегда делалось в системах управления гидравлических турбин.

6.1. Система регулирования и защиты турбины К-300-240 ЛМЗ

На рис. 6.1 изображена принципиальная схема регулирования и защиты турбины К-300-240 ЛМЗ. Регулятор скорости 7 укреплен на конце вала главного масляного насоса, приводимого во вращение непосредственно от вала турбины, с которым он связан с помощью муфты, допускающей относительное смещение валов вдоль оси. При изменении частоты вращения ротора турбины перемещение отбойной пластины регулятора, конструкция которого показана на рис. 1.8, передается следующему золотнику 6. При увеличении частоты вращения грузики регулятора расходятся и отбойная пластина смещается вправо. Вслед за ней перемещается золотник, открывая слив масла из линии управления сервомоторами. Эта линия подводится под плавающий золотник 11, нижняя часть которого выполнена ступенчатой. К верхней части меньшего размера золотника подводится масло от насоса через дроссель постоянного сечения. К нижней части золотника подводится масло из той же линии, но через дроссель переменного сечения, управляемый золотником. При уменьшении давления под золотником он смещается вниз и увеличивает подводящее сечение, благодаря чему это давление восстанавливается до первоначального значения. При перемещении золотника вниз открывается слив масла из-под золотников 3 сервомоторов регулирующих клапанов и они перемещаются в сторону уменьшения расхода пара. При движении поршней сервомоторов 1, 2 вниз поворачивается рычаг, конец которого связан с золотниками 3. Этот золотник определяет действие обратной связи. Предположим, что снизилось давление под золотником 3 и это вызвало опускание поршня сервомотора. Соответственно поднялся золотник 9, что вызвало уменьшение слива масла из-под золотника 3 и тем самым приостановило движение сервомотора вниз (действие обратной связи).

При сбросе нагрузки клапаны ЦВД будут закрываться сразу, а клапаны ЧСД 4 — с большой задержкой, потому что по

статической характеристике эти клапаны начинают закрываться только при нагрузке порядка 30% номинальной. Такое положение приведет к увеличению частоты вращения вала. Чтобы избежать этого, используют импульс по ускорению. После сброса нагрузки, когда при быстром увеличении частоты вращения ротора будет резко перемещаться вниз золотник 11, из-за наличия дросселя в его подвижной буксе он будет отставать в своем движении. Разность скоростей движения золотника 11 и его буксы пропорциональна скорости изменения частоты вращения ротора, т. е. его ускорению.

При больших смещениях золотника 11 по отношению к его подвижной буксе выбирается перекрыша на окнах слива масла из-под золотника 3. Так как масло в эту полость подводится через дроссель постоянного сечения, давление в ней падает, золотник 3 смещается вниз, открывая возможность слива масла из-под золотников

главного сервомотора 2 регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и сервомоторов 4 и 5 стопорных клапанов ЦСД. Это приводит к их быстрому движению вниз и соответственно к закрытию регулирующих и стопорных клапанов ЦСД, замедлению роста частоты вращения, а затем и к уменьшению частоты вращения.

В отличие от действия защиты давление в этих линиях восстанавливается, как только прекращается действие золотника 3, т. е. действие ускорения. Такая система действует только в процессе сброса нагрузки, не мешая восстановлению частоты вращения ротора при удержании турбины на холостом ходу.

Перемещение поршня сервомотора 2 может быть вызвано и другими воздействиями.

При воздействии на сервомотор 2 для открытия клапанов золотник 3 перемещают, прикрывая слив масла из линии к золотнику 11, что приводит к повышению давления под ним. Это вызовет соответ-

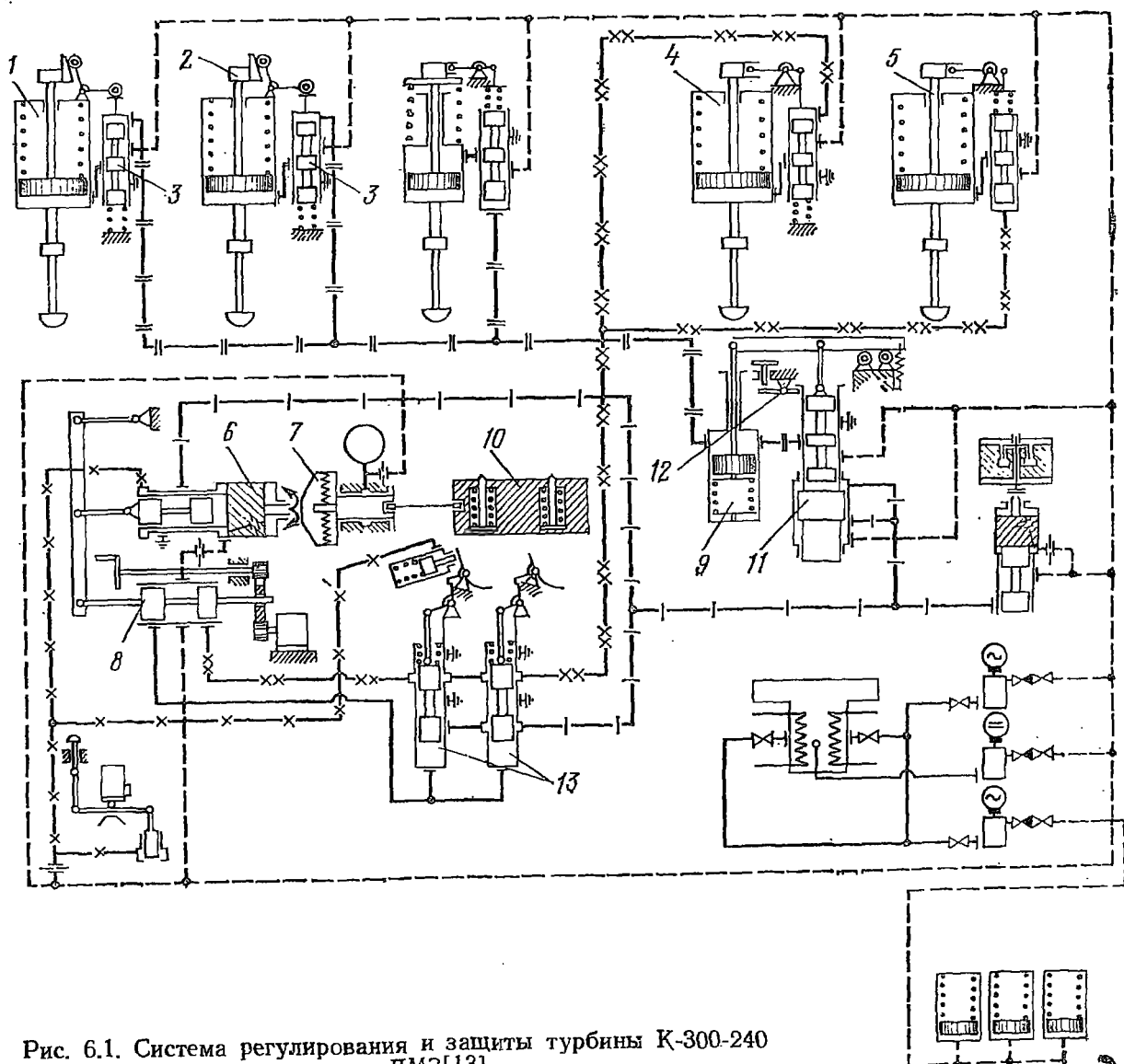


Рис. 6.1. Система регулирования и защиты турбины К-300-240 ЛМЗ[13]

вующее изменение частоты вращения при работе на холостом ходу или нагрузки при работе в общую энергетическую систему. В первом случае частота вращения ротора возрастет и регулятор скорости переместит золотник 6 вправо, что остановит смещение сервомоторов 2 вверх. Во втором случае регулятор скорости почти не переместится вправо и потому сервомотор поднимется вверх, в результате чего изменится паровая нагрузка агрегата.

Для агрегата опасно чрезмерное снижение давления свежего пара. В этом случае специальный регулятор должен прикрыть доступ пара в турбину, после чего давление пара перед турбиной восстановится.

При работе турбины в энергетическую систему иногда бывают случаи, когда турбоагрегат находится в таком состоянии, что необходимо ограничить увеличение нагрузки. Для этого в системах регулирования имеется ограничитель мощности. В рассматриваемой системе ограничитель мощности 12 механически препятствует подъему золотника 11 выше определенного уровня, чем ограничивается и увеличение нагрузки агрегата. Следует отметить, что такая мера препятствует увеличению нагрузки как при снижении частоты вращения, так и при попытке увеличения ее воздействием на механизм управления.

Защита турбины от чрезмерного повышения частоты вращения осуществляется с помощью двух однотипных астатических автоматов безопасности 10 с бойками пальцевого типа. Бойки направлены в разные стороны, чтобы при срабатывании обоих автоматов не нарушалась уравновешенность конца вала, в котором они расположены. При выбивании автомата палец ударяет по рычагу, который, поворачиваясь, смещает специальные золотники 13, стравливающие масло из-под поршней золотников управляющих сервомоторами 4 стопорных клапанов, куда оно подводится через дроссель. Под напором масла, поступающего от насоса на верхнюю часть золотника, он опускается вниз и отрывается от упора. Теперь действие рабочего давления распространяется на всю верхнюю поверхность золотника и он быстро опускается вниз до упора, открывая слив масла из линии защиты. Падение в ней давления передается под золотники сервомоторов стопорного клапана ЧВД и стопорных клапанов ЧСД. Золотники нагружены пружинами и при падении давления под ними перемещаются вниз. При этом нижние полости сервомоторов сообщаются с верхними и со сливом. Движение поршня вызовет перепуск масла из нижней полости сервомотора в верхнюю, всегда соединенную со сливом, т. е. в пустую полость, что исключит сопротивление сливной трубы при перемещении поршня. В результате резко увеличится скорость движения поршня в сторону закрытия клапана.

При срабатывании защиты перемещается промежуточный золотник и стравливает масло из-под золотников сервомоторов 1 и 5, Стопорные клапаны ЧВД и ЧСД закрываются. При этом даже после восстановления номинальной частоты вращения ротора клапаны не открываются вновь без специального воздействия оператора. Одновременно с закрытием стопорных клапанов золотники стравливают масло из линии управления сервомоторами регулирующих клапанов, что приводит к их закрытию и увеличению скорости уменьшения частоты вращения турбины.

Для восстановления нормального режима работы оператор, вращая рукоятку золотника 8, перемещает его настолько, что открывает подвод масла к золотникам сервомоторов 4 и 5, перемещая их тем самым. Благодаря этому восстанавливается прижатие золотников к упорам. Давление жидкости передается к золотникам стопорных клапанов 5 и 1, что и вызывает их открытие. Одновременно повышается давление в линии управления и регулирующие клапаны медленно открываются.

Для расхаживания автоматов безопасности и золотников применяется специальное устройство 8. Вращая рукоятку этого устройства, выключают из работы один из золотников и дальнейшим поворотом рукоятки открывают подвод масла к приемной камере (рукоятке) соответствующего автомата, из которой оно попадает под боек автомата, выталкивая его. Боек ударяет по рычагу, перемещая золотник, но, поскольку от этого золотника отключена передача импульса под золотники сервомоторов, последние остаются в положении полного открытия клапанов. Поворачивая рукоятку устройства 8 в другую сторону, расхаживают таким же образом второй автомат и золотник. При опробовании любого золотника другой золотник остается в работоспособном положении, обеспечивая безопасность турбоагрегата.

6.2. Система регулирования и защиты турбины К-300-240 ХТЗ

На рис. 6.2 изображена схема регулирования и защиты турбины К-300-240 ХТЗ. В системе регулирования используется конденсат, подаваемый от второй ступени конденсатных насосов турбины или от специальных насосов, берущих воду из сливного бака системы регулирования. Импульсным датчиком частоты вращения является механогидравлический датчик 1, расположенный на конце вала турбины.

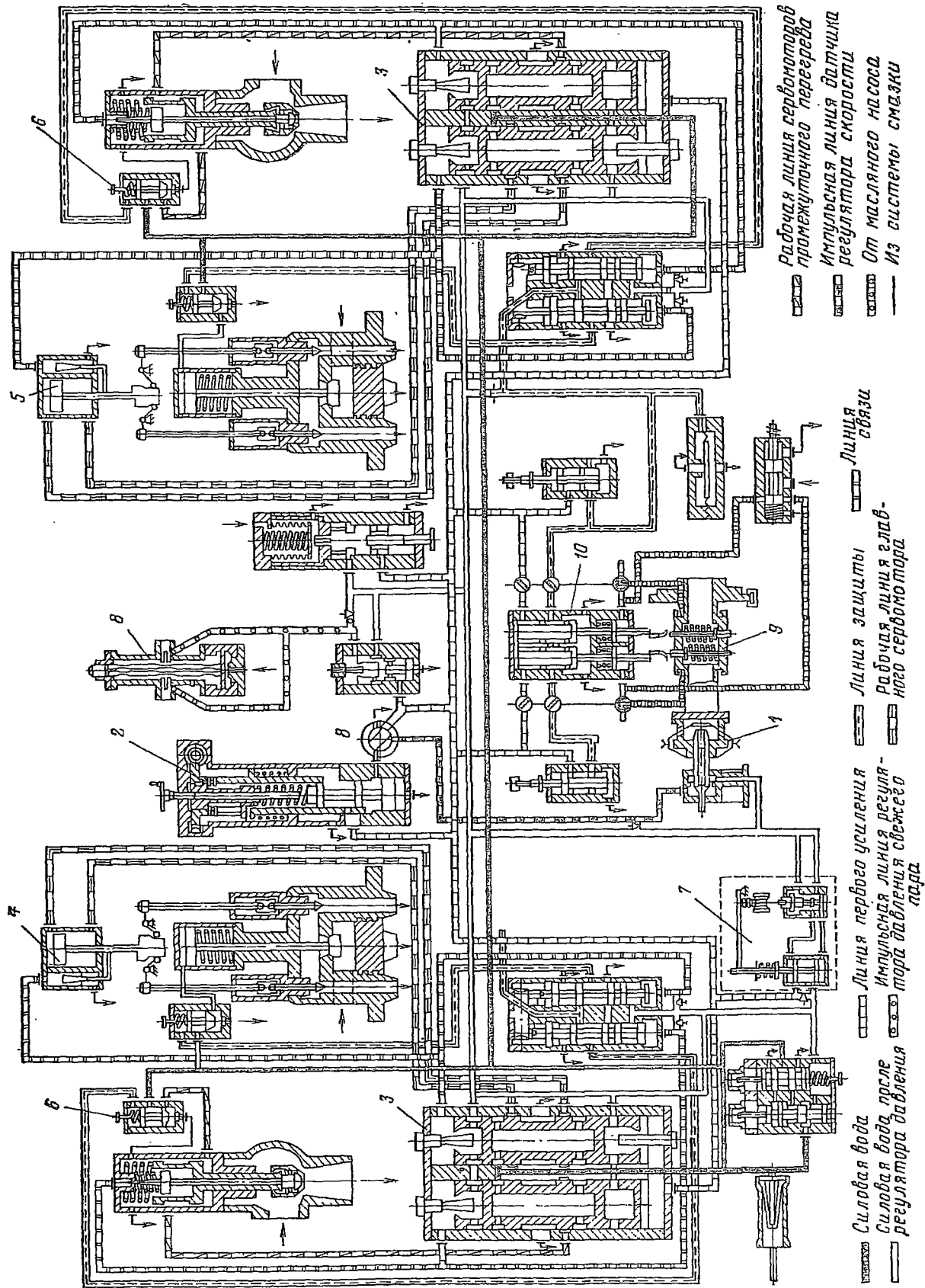


Рис. 6.2. Система регулирования и защиты турбины К-300-240 ХТЗ [13]

Напор от датчика изменяется пропорционально квадрату частоты вращения вала. Измеряя давление воды на выходе из датчика, можно использовать этот импульс для управления турбиной по изменению частоты переменного тока в сети. С этой целью давление от насоса передается в регулятор частоты вращения 2, воздействует на наружную поверхность поршня и, поднимая его, при росте частоты вращения, перемещает золотник, управляющий сливом воды из-под поршня. Поршень перемещается вниз, сжимая дополнительно пружину регулятора и тем самым выключая действие регулятора. При движении поршня регулятора вниз увеличивается слив воды из-под золотников 3, что вызывает открытие окна слива из линии управления, подведенной под золотники. Уменьшение давления в линии управления вызывает перемещение сервомоторов 4 и 5 регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД на закрытие, что и приводит к уменьшению расхода пара через турбину.

С целью уменьшения трения золотники 3 выполнены вращающимися, для этого в них сделаны косые отверстия, слив воды через которые и создает вращающий момент. Усилие от давления воды, действующего на нижнюю торцевую поверхность золотника, уравнивается давлением воды на его верхнюю торцевую поверхность. Это давление определяется открытием сливного сечения, изменяющегося при перемещении золотника конусом самовыключения, который входит внутрь сливного отверстия. Перемещение золотника при этом и тем же изменением давления воды определяется углом конусности: чем больше угол, тем меньше перемещается золотник.

Верхние полости золотников 3 и 6 связаны сливными линиями с отверстиями, управляемыми конусами обратных связей сервомоторов 4 и 5. При перемещении золотника 3 вниз открывается слив воды из-под поршня сервомоторов 4 и 6 и он под действием пружины перемещается в сторону закрытия клапана. Одновременно жестко связанный с ним конус обратной связи открывает отверстие, через которое увеличивается слив воды из полости над золотником 6, что приводит к снижению давления воды и возвращению золотника в среднее положение. Точно так же действует и конус, жестко связанный с поршнем сервомоторов 4 и 5.

Для передачи в систему регулирования электрических импульсов от автоматики, системы автоматов пуска турбины и др. имеется специальное устройство — ЭГП 7. Электрические импульсы передаются на электромагнит, перемещающий шток, к торцу которого подведено сопло сервомотора, жестко связанного с золотником. При перемещении штока вниз прикрывается слив воды из сопла и поршень сервомоторчика перемещается вниз, открывая подвод воды под нижнюю торцевую пло-

щадь другого золотника. В верхней части золотника имеется такое же сопло, как и в сервомоторе. Это сопло подводится к площадке рычага, поворачивающегося вокруг неподвижной оси. Рычаг опирается на пружину электромагнита. При перемещении золотника вверх давление воды на конец рычага увеличивается и он поворачивается, увеличивая натяжение пружины и тем самым приостанавливая перемещение штока электромагнита. При перемещении золотника вверх открывается слив воды из линии управления, что приводит к прикрытию регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД.

В системе регулирования есть встроенный регулятор «до себя» 8, поддерживающий давление пара перед турбиной на заданном уровне. Задача такого регулятора заключается в том, чтобы при аварийном снижении давления пара в котле поднять давление прикрытием клапанов турбины до уровня, близкого к номинальному. К сожалению, специалисты по автоматизации котла воспользовались наличием этого регулятора и стали включать его в работу в условиях нормального регулирования. Поддержание нормального давления пара перед турбиной с помощью такого регулятора мешает поддержанию номинального значения частоты. Предположим, снизилась частота тока. Система регулирования открывает клапаны для увеличения пропуска пара. Это вызывает снижение давления пара перед турбиной, и регулятор «до себя» будет закрывать клапаны, сохраняя давление пара на прежнем уровне, но не давая увеличить вырабатываемую мощность, что помешает поддержанию частоты тока. Регулятор «до себя» работает следующим образом. Давление пара преобразуется в гидравлический импульс, который управляет моторчиком, вращающим червячный редуктор. Редуктор перемещает двухседельный клапан, изменяет слив воды из линии управления, что приводит к соответствующему изменению положений сервомоторов регулирующих клапанов.

Защита турбины от разгона осуществляется с помощью двух автоматов безопасности 9 кольцевого типа, более быстродействующих, чем пальцевые. Над кольцами расположены два управляющих элемента в виде односторонних сервомоторов, соединенных с двухседельными клапанами. Штоки этих сервомоторов опираются на рычаги. При срабатывании автоматов безопасности бойки ударяют по рычагам и освобождают сервомоторы управляющих элементов. Клапаны открывают слив воды из линии к защитному устройству 10, которое представляет собой два золотника: один связан с линией управления защиты, другой — с линией управления регулирующими клапанами. В нормальных условиях эксплуатации золотники прижаты к гребням защитных устройств. Когда сра-

батывает автомат безопасности, золотник освобождается и стравливает воду из линии защиты.

При нормальной работе турбоагрегата все элементы системы регулирования и особенно системы защиты длительное время находятся в неизменном положении. Это приводит к тому, что на стенках бус и цилиндров откладываются загрязнения и при резких изменениях режима работы агрегата, например при сбросах нагрузки, может произойти заедание трущихся деталей. Для предупреждения этого по ПТЭ предполагается проводить сравнительно частые расхаживания таких элементов. Для этой цели в системах регулирования и защиты предусматриваются специальные приспособления. В рассматриваемой системе для расхаживания сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД имеется золотник, перемещая который вниз, открывают подвод воды в линию обратной связи сервомоторов 4 и 5 и, повышая в ней давление, заставляют сервомотор перемещаться вниз. Для расхаживания сервомоторов 4 и 5 имеется дроссель подвода воды в его линию обратной связи, что дает возможность перемещать поршень вниз.

Для расхаживания автоматов безопасности также имеется специальное устройство. Поворачивая рукоятку этого устройства, отключают клапанное управле-

ние линией защиты и затем подводят масло от подшипников к впадине в кольце проверяемого автомата. Кольцо срабатывает, ударяет по рычагу и управляющие клапаны опускаются, сигнализируя о срабатывании соответствующего автомата. После этого подводят воду под поршень клапанного управления, взводя защиту. Поворачивая рукоятку устройства в другую сторону, аналогично проверяют второй автомат безопасности. Для расхаживания стопорных клапанов ЦВД и ЦСД используются специальные дроссели.

Перед пуском турбины, поворачивая рукоятку устройства 8 влево, закрывают слив воды из-под поршней управляющих элементов и подводят туда воду. Оба управляющих элемента поднимаются вверх и крепятся к рычагам с помощью защелок. Давление воды передается на пластины управления сервомоторами стопорных клапанов, и клапаны открываются. При этом сервомоторы регулирующих клапанов остаются закрытыми. После взведения защиты и открытия стопорных клапанов дальнейшее увеличение частоты вращения ротора, синхронизация генератора с сетью и нагружение турбины проводятся с помощью МУТ.

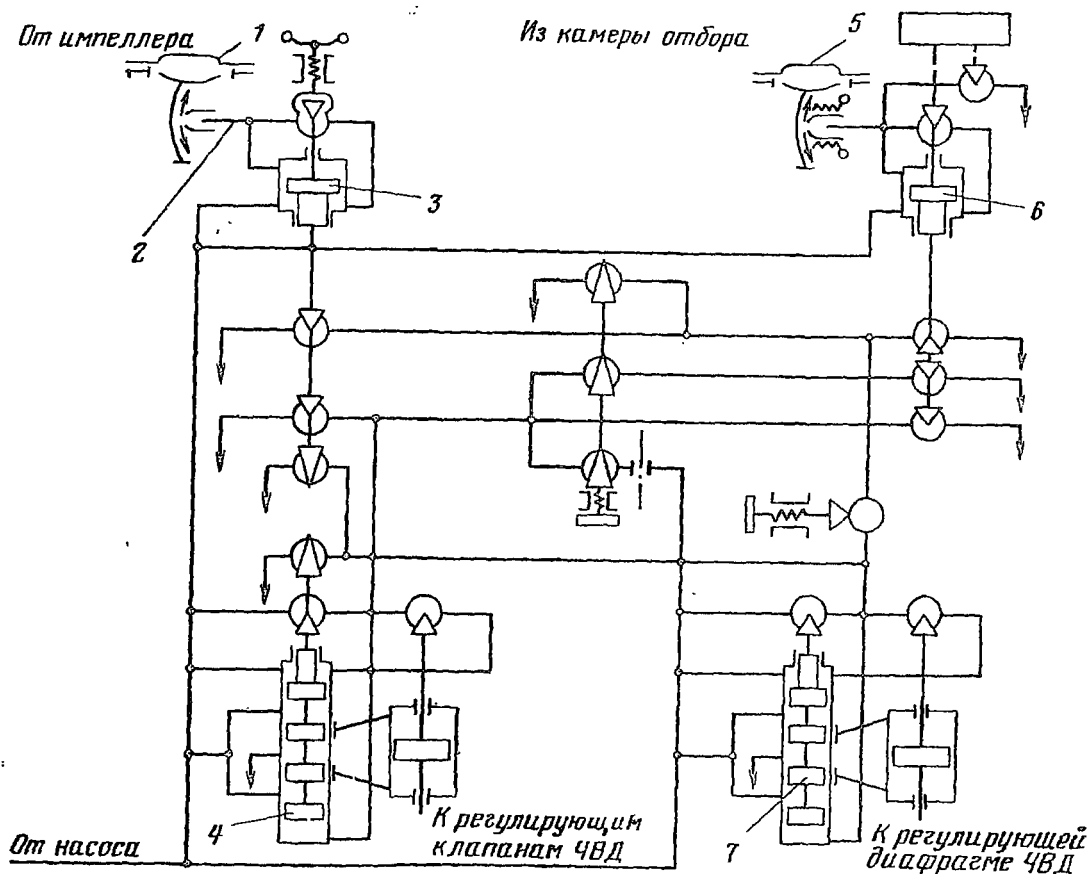


Рис. 6.3. Схема регулирования турбины Т-100-130 УТМЗ

6.3. Система регулирования и защиты турбины Т-100-130 ТМЗ

Схема регулирования турбины изображена на рис. 6.3. Датчик угловой скорости (здесь гидродинамический. Импеллер (насос-датчик) расположен в одном корпусе с насосом смазки. Масло на вход основного насоса подведено от инжектора, в сопло которого подается масло из напорной полости того же насоса. Инжектор расположен в масляном баке. При пуске турбины масло в систему подается от пускового насоса через обратный клапан. На смазку турбины масло поступает от инжектора второй ступени (после первого инжектора), в сопло которого подводится масло из напорной линии насоса. В импеллер масло подается из системы смазки после маслоохладителей. В качестве регулятора угловой скорости ротора турбины используется регулятор давления А. В. Щегляева (см. рис. 2.26). Из напорной полости импеллера масло подается в закрытую полость регулятора 1. При повышении давления прогибается днище полости и одновременно изгибается стойка, увеличивая слив масла из сопла. Уменьшение давления в сопле передается золотнику 2, который опускается вниз и открывает слив масла из управляющего золотника 3, что приводит к его подъему и открытию слива масла из двух уровней системы регулирования. Это вызовет уменьшение давления под золотниками сервомоторов 4 и 7 и соответствующие перемещения сервомоторов в сторону закрытия клапанов.

Турбина Т-100-130 ТМЗ имеет два отбора на подогрев сетевой воды, идущей на отопление жилых домов. За отбором более низкого давления установлена регулирующая диафрагма, изменяющая пропуск пара в ЧНД и таким образом поддерживающая давление пара в отборе на заданном уровне. Для поддержания давления используется специальный регулятор 5 — мембранно-ленточный регулятор А. В. Щегляева; в сопло которого масло подводится в камеру золотника регулятора. Над золотником располагается поршень изодрома, позволяющего уменьшить отклонения давления пара. При снижении давления пара в отборе, вызывающем увеличение его расхода, выход масла из сопла прикроется стойкой, что приведет к возрастанию давления над золотником. Золотник сместится вниз, прикроет слив масла из нижнего уровня и увеличит слив из ЧНД, что вызовет приоткрытие клапанов ЧВД и прикрытие клапанов ЧНД. Благодаря этому восстановится (в пределах неравномерности) давление пара в отборе и сохранится выработка электроэнергии на заданном уровне. Такая система регулирования называется связанной и независимой.

Управление турбиной осуществляется воздействием с помощью моторчика ручную или дистанционно на управляющий золотник. Перемещением золотника можно изменять пропуск пара в турбину независимо от действия системы регулирования.

Так же можно воздействовать на положение диафрагмы, перемещая специальный золотник 6 регулятора давления. При смещении этого золотника изменяется давление масла в этаже управления ЧНД.

В системе регулирования предусмотрен золотник, при перемещении которого вниз этаж ЧНД соединяется со сливным этажом. Это вызывает резкое снижение давления под золотником 6 сервомотора, что приводит к плотному закрытию диафрагмы и ограничению пропуск пара в ЧНД только расходом, необходимым для охлаждения лопаток ЧНД. В этом случае система регулирования перестает управлять сервомотором ЧНД и турбина переводится в режим работы с противодавлением.

Маслоснабжение системы регулирования и смазки осуществляется от главного масляного насоса, расположенного непосредственно на переднем конце вала турбины. В системе имеются два сильфонных реле, реагирующих на изменение давления в системе смазки за маслоохладителями. При падении давления масла в системе смазки первое реле дает сигнал на щит управления на включение резервного электронасоса и на остановку турбины. Другие реле при снижении давления масла дают сигнал на включение электромасляного насоса и на отключение валоповоротного устройства одновременно с сигналами на щит управления. Как уже упоминалось, перед пуском турбины включается пусковой электромасляный насос.

Для защиты турбины от разгона на переднем конце вала установлены два кольцевых автомата безопасности. При срабатывании автомата боек ударяет по рычагу, рычаг передает удар золотнику. Золотник, опускаясь, открывает слив масла из верхней полости золотника стопорного клапана, который, поднимаясь, сливает масло из-под поршня сервомотора, что приводит к закрытию стопорного клапана. Одновременно стравливается масло из-под золотника, вызывая перемещение сервомоторов клапанов высокого и низкого давления в сторону их закрытия.

В системе защиты имеются специальные устройства для проверки и расхаживания автоматов безопасности. Одно из них имеет плиту с прорезями, выполненными так, что в нормальных условиях эксплуатации они пропускают выступающие части золотников при срабатывании автоматов безопасности.

При проверке плита устанавливается так, чтобы напротив проверяемого бойка находилась узкая щель и при срабатыва-

нии автомата безопасности этот золотник повис на плите, не передавая команду дальше по линии защиты. Над вторым золотником находится широкая щель, и при срабатывании непроверяемого автомата золотник свободно переместится и отключит турбину. После проверки плита вновь устанавливается в среднее положение и оба золотника могут свободно перемещаться вниз.

После установки плиты в необходимое положение для проверки автоматов безопасности к проверяемому автомату специальным золотником подводится масло и автомат срабатывает. После проверки золотник устанавливается в среднее положение.

Кроме защиты турбины от разгона на каждой турбине имеются и другие защиты: реле осевого сдвига, падения давления масла, падения вакуума и др. Все защиты имеют датчики, измеряющие и преобразующие предельные отклонения величин в электроимпульсы, которые передаются на электромагнит защиты. Ручное воздействие на автомат безопасности осуществляется выбиванием специальной кнопки. После срабатывания защиты и закрытия стопорного клапана ее рабочее положение автоматически не восстанавливается. Это достигается переводом буксы МУТ в соответствующее положение, при котором прекращается подвод масла в верхнюю полость золотника автомата и он всплывает.

Список литературы

1. Стернинсон Л. Д. Переходные процессы при регулировании частоты и мощности в энергосистемах. М.: Энергия, 1975. 210 с.
2. Водяная система регулирования паровых турбин/ В. Н. Веллер, Г. А. Киракосянц, Д. М. Левин, В. В. Лыско. М.: Энергия, 1970. 262 с.
3. Веллер В. Н., Левин Д. М., Ржевников Ю. В. Регулирующий клапан системы ВТИ — В кн.: Усовершенствование конструкций и эксплуатации турбинных установок. М.: Госэнергоиздат, 1959.
4. Опыт применения огнестойких синтетических турбинных масел в системах регулирования мощных паровых турбин/ К. И. Иванов, Е. Д. Вилянская, А. Г. Вайнштейн и др. — В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков. М.: Энергия, 1971. 212 с.
5. Веллер В. Н., Журавлева А. А. Самоцентрирующийся поршень. — Теплоэнергетика, 1954, № 3, с. 21—26.
6. Веллер В. Н. Гидродинамическое регулирование паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1953. 207 с.
7. Казанский В. Н. Системы смазки паровых турбин. М.: Энергия, 1974. 222 с.
8. Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины. М.: Энергия, 1976. 262 с.
9. Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Энергия, 1977. 406 с.
10. Гальперин И. И. Синтез систем автоматики. М.: Госэнергоиздат, 1960. 137 с.
11. Веллер В. Н. Разделение скоростной характеристики турбины на статическую и динамическую. — Изв. ВТИ, 1941, № 3, с. 3—8.
12. Шпайхер К. Водяная система регулирования паровых турбин предприятия «Бергман—Борзиг». — Теплоэнергетика, 1982, № 12, с. 69.
13. Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины. М.: Энергоиздат, 1981. 455 с.
14. Щегляев А. В., Смелъницкий С. Г. Регулирование паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962. 256 с.
15. Паротурбинные установки атомных электростанций/Под ред. Ю. Ф. Косыка. М.: Энергия, 1978. 311 с.
16. Щегляев А. В. Регулирование паровых турбин. М.: ОНТИ, 1938. 341 с.
17. Возникновение и развитие пожара масла на турбоустановке/ В. Н. Веллер, В. М. Оганов, Г. К. Вороновский, В. М. Павленко. — Энергетик, 1979, № 2, с. 30.

Оглавление

Предисловие	3	Глава третья. Проверка работы систем регулирования и защиты	65
Введение	4	3.1. Снятие статических характеристик системы регулирования и ее элементов	65
Глава первая. Регулирование частоты переменного тока электрической сети	5	3.2. Построение статической характеристики системы регулирования	68
1.1. Зависимость частоты переменного тока от изменения нагрузки	5	3.3. Изменение степени неравномерности регулирования	69
1.2. Суточные графики нагрузки	6	3.4. Местная степень неравномерности регулирования	69
1.3. Распределение нагрузки между агрегатами электростанций	7	Глава четвертая. Динамика регулирования	70
1.4. Аварийные ситуации в энергетических системах	8	4.1. Устойчивость системы регулирования	70
1.5. Станционные регуляторы частоты системы	10	4.2. Быстродействие системы регулирования	73
1.6. Задачи регулирования паровых турбин	12	4.3. Ускорители	76
1.7. Поддержание частоты вращения на заданном уровне	13	4.4. Обеспечение пожаробезопасности систем регулирования и смазки	82
1.8. Совместная работа параллельно включенных агрегатов	16	Глава пятая. Защита турбины от разгона	84
1.9. Неравномерность систем регулирования и механизмов управления турбиной	18	5.1. Автоматы безопасности	84
1.10. Влияние сил трения на работу регуляторов угловой скорости и давления	20	5.2. Стопорные клапаны	87
1.11. Сервомоторное регулирование	22	Глава шестая. Системы регулирования и защиты паровых турбин	93
Глава вторая. Элементы регулирования	24	6.1. Система регулирования и защиты турбины К-300-240 ЛМЗ	94
2.1. Регулирующие клапаны	24	6.2. Система регулирования и защиты турбины К-300-240 ХТЗ	96
2.2. Сервомоторы	31	6.3. Система регулирования и защиты турбины Т-100-130 ТМЗ	100
2.3. Золотники	37	Список литературы	102
2.4. Регуляторы скорости	41		
2.5. Регуляторы давления	55		
2.6. Подача рабочей жидкости в системы регулирования и смазки	58		

ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ ВЕЛЛЕР
Регулирование и защита паровых турбин

Редактор А. Е. Булкин
Редактор издательства О. А. Степеннова
Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак
Технический редактор Н. Н. Хотулева
Корректор З. Б. Драновская
ИБ № 3168

Сдано в набор 17.12.84. Подписано в печать 13.03.85. Т-07559
Формат 70×100^{1/16}. Бумага-офсетная. № 1. Гарнитура литературная
Печать офсетная. Усл. печ. л. 8,45 Усл. кр.-отт. 8,78 Уч.-изд л. 8,73
Тираж 6000 экз. Заказ 602 Цена 45 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
129041, Москва, Б. Переяславская, 46